



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**VLIV VSTUPNÍ ČÁSTI ODSTŘEDIVÉHO ČERPADLA NA
STABILITU Q-Y KŘIVKY**

INFLUENCE OF THE IMPELLER EYE ON THE STABILITY OF Q -Y CURVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Broža

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Martin Broža**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Vliv vstupní části odstředivého čerpadla na stabilitu Q-Y křivky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce se bude zabývat vlivem vstupní části čerpadla na stabilitu Q-Y charakteristiky. V oblasti nízkých průtoků se nejvíce uplatňuje vliv rotující kapaliny před oběžným kolem a právě tento jev bude podroben analýze podmínek, které vedou ke zvýšení stability křivky Q - Y.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je ověření vlivu vstupní části odstředivého čerpadla na stabilitu Q-Y křivky. Bude zkoumán vliv velkého vstupního úhlu lopatky a rozšíření vstupní oblasti, což podporuje i dobré kavitační vlastnosti čerpadla.

Seznam literatury:

Nechleba, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.

Nechleba, M., Druckmüller, M.: Vodní turbíny I. Skripta VUT v Brně, 1990.

Haluza, M.: přednášky z předmětu Tekutinové stroje, akad. rok 2015/2016

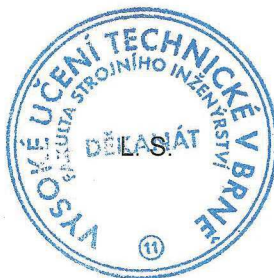
Lazarkiewicz, S., Troskolanski, A.T. : Impeller Pumps, Pergamon Press, Vašava, 1965

Strýček, O.: Hydrodynamické čerpadlá, skripta, STU Bratislava, 1988

Neumann, B. : The Interaction between geometry and performance of a centrifugal pump, ISBN 0-85298-755-2, Page Bross, 1991

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne 7. 11. 2016



doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce je zaměřena na zkoumání vlivu vstupní části odstředivého čerpadla na stabilitu Q - Y křivky. Jedná se o zkoumání vlivu velkého vstupního úhlu lopatky a rozšíření vstupní oblasti, což podporuje i dobré kavitační schopnosti. Dále se jedná o vliv rotující kapaliny před oběžným kolem, vliv obvodové složka absolutní rychlosti ve vstupní části. Navržené úpravy budou podrobeny simulaci v programu ANSYS.

Abstract

The master thesis is focused on the examination of the influence of the impeller eye on the stability of Q - Y curves. It is the examination of the impact of a large inlet angle of the blade and the extension of the inlet part, which also supports good cavitation capabilities. Another consideration is the influence of the rotating fluid before the impeller, influence of the circumferential component of the absolute velocity at the inlet part. The proposed modification will be subject to simulation in ANSYS.

Klíčová slova

Odstředivé čerpadlo, charakteristika Q - Y , stabilita Q - Y křivky, vstupní část čerpadla, čerpadlo, CFD, CFX

Keywords

Centrifugal pump, characteristic Q - Y , stability of the Q - Y curves, inlet part of the pump, pump, CFD, CFX

Prohlášení o originalitě

Prohlašuji, že jsem předloženou diplomovou práci vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 26.05.2017

.....
podpis

Bibliografická citace

BROŽA, M. *Vliv vstupní části odstředivého čerpadla na stabilitu Q-Y křivky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 63 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

Poděkování

Děkuji panu doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc. za odbornou a technickou pomoc, cenné rady a připomínky týkající se realizace a zpracování diplomové práce.

OBSAH

Úvod	13
2 Čerpadlo	15
2.1 Základní parametry	15
2.2 Odstředivé čerpadlo	16
2.3 Ztráty v čerpadle	16
2.4 Eulerova rovnice čerpadla	17
2.5 Charakteristika čerpadla	19
2.5.1 Teoretická charakteristika čerpadla	19
2.5.2 Skutečná charakteristika čerpadla	21
2.6 Vliv konečného počtu lopatek	22
2.6.1 Korekce dle Waissera	22
2.6.2 Pfleidererova korekce	23
2.6.3 Souvislost korekce dle Waissera a Pfleiderera	24
2.7 Vliv obvodové složky rychlosti	25
2.8 Stabilita Q-Y křivky	26
3 Návrh čerpadla	29
3.1 Návrh oběžného kola čerpadla	29
3.2 Rozšíření vstupní oblasti oběžného kola	34
3.3 Zvětšení vstupního úhlu lopatky	35
3.4 Úprava vstupní části před oběžným kolem	36
4 Simulace CFD	37
4.1 Vstupní potrubí	37
4.2 Příprava pro výpočet – CFX-Pre	38
4.3 Řešič – CFX-Solver Manager	40
4.4 Získání výsledků - CFD-Post	40
5 Vyhodnocení	43
5.1 Návrh oběžného kola	43
5.2 Rozšířená oblast oběžného kola	44
5.3 Zvětšení úhlu oběžného kola	46
5.4 Žebro kolmé	47
5.5 Žebra kolmá 2 proti sobě	48
5.6 Žebro šikmé	49
5.7 Rozšíření vstupní oblasti se žebrem	50
6 Celkové srovnání	53
Závěr	55
Seznam použité literatury	57
Seznam obrázků	59
Seznam grafů	60
Seznam tabulek	60
Seznam použitých zkratk	60
Seznam použitých symbolů	61
Seznam příloh	63

ÚVOD

Jednotlivé části stroje v dnešní době výrazně ovlivňují jeho charakteristiku a parametry. Je kladen velký důraz na zlepšování kvality každé jednotlivé části stroje. A to hlavně z důvodu, aby bylo dosaženo zvýšení účinnosti, zvýšení stability, omezení či dokonce zabránění jevů, které by mohli vést k poškození stroje a tím pádem snížení životnosti stroje. Současně ale také snížit dopad výrobních procesů na životní prostředí, a to jak u zařízení nových, tak i stávajících.

Diplomová práce se zabývá vlivem vstupní části odstředivého čerpadla na stabilitu Q-Y charakteristiky. Vstupní částí odstředivého čerpadla je myšleno zejména vstupní část oběžného kola odstředivého čerpadla, ale také výstupní část vstupního potrubí v těsné blízkosti oběžného kola. Stabilita se zvyšuje za účelem, aby jej bylo možné provozovat v co nejširším pásmu průtoků a nedocházelo v čerpadle a v celém systému k vodnímu rázu a pulzaci nebezpečných velikostí.

Úpravy, provedené od ideálního návrhu spočívají především v rozšíření vstupní oblasti oběžného kola a zvětšení vstupního úhlu lopatky, které jsou v souladu se zadáním diplomové práce. Oproti zadání diplomové práce je taktéž zkoumán vliv vložených žebër do výstupní části vstupního potrubí a to jak pro ideální návrh tak i pro již upravené oběžné kolo rozšířením vstupní části.

Jednotlivé návrhy a úpravy oběžného kola a celého systému jsou podrobeny simulaci v programu ANSYS Fluent. Výhodou simulace je označování napodobení určité skutečné věci, stavu nebo procesu. Největší výhodou je v tom, že není nutné jednotlivé úpravy vyrábět a testovat na zkušebním okruhu. Výroba oběžného kola je poměrně náročná a vyrábět takto rovnou 3 různá oběžná kola, by bylo dosti ekonomicky i časově náročné. Časově náročná je samozřejmě i příprava modelu pro simulaci CFD, nicméně pořád je snadnější úprava modelu ve formě 3D v počítačovém rozhraní, než úpravy na skutečném modelu.

Záměrem této diplomové práce je také zjistit, zda je možné s nepatrným zásahem do již vyrobeného odstředivého čerpadla, zvýšit stabilitu popř. jiné parametry odstředivého čerpadla. Nepatrným zásahem je myšleno úprava právě vstupního potrubí, a to přivaření žebra do výstupní části vstupního potrubí, těsně před vstupní část oběžného kola.

Obecně lze konstatovat, že v současné době jsou simulace CFD na vysoké úrovni a proto je možné ověřovat jednotlivé části pouze metodou CFD samostatně, nicméně by bylo vhodné mít oběžné kolo fyzicky vyrobené a otestované na hydraulickém okruhu ve zkušebně, aby bylo možné s jistotou říct, že výsledky získané metodou CFD jsou skutečně pravdivé.

2 ČERPADLO

Čerpadlo je stroj, který je využíván pro dopravu kapalin. V čerpadle dochází k přeměně mechanické energie (příkon čerpadla) na energii hydraulickou, která se skládá z energie tlakové a kinetické. Čerpadlo může dopravovat kapalinu různých vlastností. Kromě základní kapaliny, vody, která bude využita v celé této diplomové práci, může čerpat kaly, kyseliny, ropu, roztavené kovy, melasy, hydrosměsi apod. [1]

2.1 Základní parametry

Základní parametry pro charakterizaci čerpadla jsou průtok Q , měrná energie čerpadla Y , dopravní výška čerpadla H a příkon čerpadla P . Důležitý parametr je účinnost čerpadla η , který je však odvozený. Měrná energie a dopravní výška čerpadla jsou spolu úzce spjaty. [1]

P [W] – příkon čerpadla, což je dodávaná energie, která je následně přeměněna na energii hydraulickou

Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] – průtok čerpadla, který je definovaný jako objem kapaliny (m^3) dopraveného do výtlačného hrdla čerpadla za jednotku času (s^{-1})

Y [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} = \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$] – měrná energie čerpadla je definována jako přenesená energie čerpadla (J) čerpané kapaliny na jednotku hmotnosti (kg^{-1})

H [m] – dopravní výška čerpadla, je výška, do které dokáže čerpadlo vytlačit kapalinu. Také se jedná o měrnou energii čerpadla ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$) vztáhnutou na jednotku gravitačního zrychlení ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)

Vztah mezi dopravní výškou čerpadla a měrnou energií čerpadla vyjadřuje rovnice:

$$Y = g \cdot H \quad (1)$$

n [s^{-1}] – otáčky oběžného kola, vhodný pohon je přímé spojení s rychloběžným motorem např. elektromotorem.

η [-] – účinnost, důležitý odvozený parametr, který vyjadřuje, jak dokáže čerpadlo využít příkon čerpadla. Hlavní rozdělení účinností na účinnost hydraulickou η_h a celkovou η .

Se změnou otáček čerpadla se mění: [2]

- Průtok čerpadla Q úměrně s n
- Dopravní výška čerpadla H úměrně s n^2
- Výkon P úměrně s n^3
- Moment M úměrně s n^2

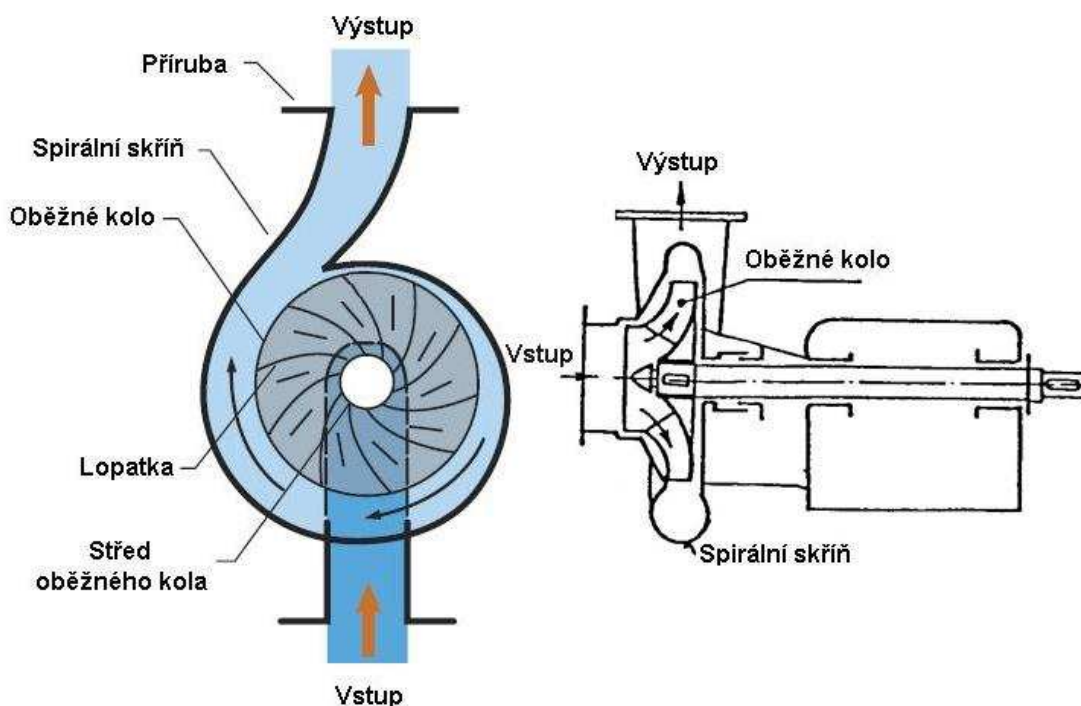
2.2 Odstředivé čerpadlo

Odstředivé čerpadlo dopravuje kapalinu točivým pohybem činné části motoru, kterým je oběžné kolo. Odstředivé čerpadlo je tak často využíváno zejména proto, že mají velmi dobré vlastnosti pro čerpání vody a to čisté i znečištěné, jsou poměrně nenáročná na údržbu, mají vysoké průtoky a jsou spolehlivá. [3]

Čerpadlo dodává kapalině energii, která je obecně využívána na: [4]

- Zvyšování polohové energie (zvedání kapaliny)
- Zvyšování tlakové energie (přemístění kapaliny do prostoru s vyšším tlakem)
- Dopravu kapaliny (přemístění kapaliny z jednoho místa do druhého)

Kapalina vstupuje do čerpadla sacím hrdlem (vstup), prochází rotujícím oběžným kolem, které zvyšuje její pohybovou a tlakovou energii, přechází do rozváděcího kola, popř. do spirály, kde získává snížením přebytečné pohybové energie další nárůst tlakové energie a vystupuje výtlačným hrdlem viz. obr. 2.1. V této diplomové práci se nebude uvažovat navýšení právě ve spirále (simulované kolo samostatně). [5]



Obr. 2.1 Schéma odstředivého čerpadla [6] [7]

2.3 Ztráty v čerpadle

U odstředivých čerpadel při přeměně pohybové energie v tlakovou se projevují ztráty:

- Hydraulické – hydraulická ztráta η_h charakterizuje ztrátu v kanálech čerpadla od sacího až k výtlačnému hrdlu čerpadla. Hydraulická účinnost [8]

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - 0,02 \div 0,04 \quad (2)$$

Ztráty třením, změnou průřezu a směru proudu, turbulencí a vířením kapaliny v kanálech čerpadla. [9]

- Objemové – objemové ztráty jsou způsobené zpětným unikáním vody netěsnostmi těsnících prstenců oběžného kola. Objemová účinnost [8]

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + q} \quad (3)$$

Ztráty zpětným unikáním čerpané kapaliny z výtlaku opět do místa sání (q – zpětný průtok, 5 až 10 % průtoku Q). [9]

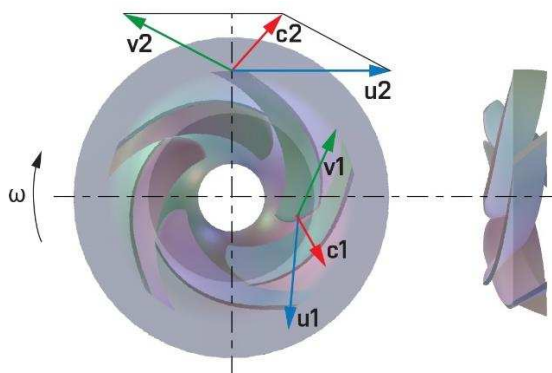
- Mechanické – ztráty třením hřídele v ucpávkách a ložiskách, ve spojkách a také třením diskovým, tj. třením bočních stěn čerpadla a oběžného kola o kapalinu v tělese čerpadla. Mechanická účinnost se bere 0,8 až 0,94 dle kvality provedení a velikosti čerpadla. Nižší hodnota pro menší čerpadla. [9]

Celková účinnost je závislá právě na dílčích účinnostech.

2.4 Eulerova rovnice čerpadla

Otáčející se oběžné kolo odstředivého čerpadla předává prostřednictvím svých lopatek čerpané kapalině energii, což se projevuje vzrůstem tlaku a rychlosti kapaliny při průtoku oběžným kolem. [5]

Eulerova rovnice čerpadla byla odvozena z úvahy o rotujícím kanále, který se otáčí úhlovou rychlostí ω . Kapalina protéká kanálem relativní rychlostí v , která má směr tečný k ploše lopatky na vstupní popř. výstupní hraně. Kapalina vstupuje do oběžného kola a následně vystupuje z oběžného kola absolutní rychlostí c a má unášivou rychlost u , která je závislá na úhlové rychlosti oběžného kola. Směry jednotlivých rychlostí zobrazeny na obr. 2.2, na výstupu z lopatky oběžného kola (rychlosti s indexem 2) jsou to skutečné složky, protože výstup je radiální, na vstupu na lopatku oběžného kola (rychlosti s indexem 1) jsou to jen průměty do daného pohledu. [8]



Obr. 2.2 Oběžné kolo a rychlostní trojúhelníky na vstupu i výstupu

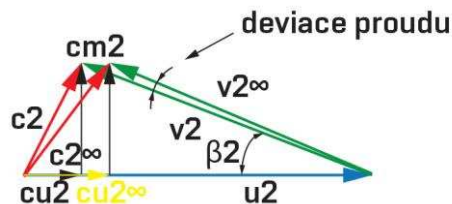
Eulerova rovnice při nekonečně husté lopatkové síti (dokonalé vedení kapaliny) a pro ideální kapalinu (bez ztrát): [10]

$$Y_{th, z=\infty} = u_2 \cdot c_{u2\infty} - u_1 \cdot c_{u1\infty} \quad (4)$$

Eulerova rovnice při konečném počtu lopatek (nepřesné vedení kapaliny) a pro ideální kapalinu (bez ztrát) přesněji popsáno v kapitole 2.6.:

$$Y_{th} = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad (5)$$

Na obr. 2.3 je vidět rozdíl rychlostí při dokonalém vedení kapaliny s indexy ∞ a při nedokonalém vedení kapaliny způsobené konečným počtem lopatek a jejich tloušťky bez indexu ∞ . Meridiální rychlost c_{m2} pro konečný a nekonečný počet je stejná. Mění se rychlosti relativní v_2 , absolutní c_2 a unášivá složka absolutní rychlosti c_{u2} . Odklon relativní rychlosti pro nekonečný počet lopatek $v_{2\infty}$ a pro konečný počet lopatek v_2 se nazývá deviace proudu – odklon proti přesnému vedení. [10]



Obr. 2.3 Rychlostní trojúhelník na výstupu – vliv konečného počtu lopatek [11]

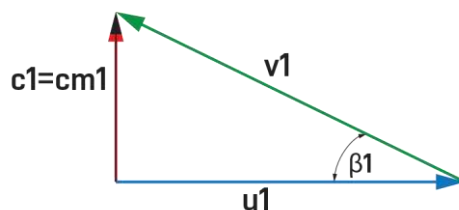
Eulerova rovnice při konečném počtu lopatek (nepřesné vedení kapaliny) a pro reálnou kapalinu (se ztrátami třením, vířením a rázem – hydraulické ztráty) má tvar:

$$\frac{Y}{\eta_h} = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad (6)$$

Z této rovnice vyplývá, že pro dosažení nejlepšího energetického přínosu by měl být člen $u_1 c_{u1}$ minimální. [12]

Právě tento člen $u_1 c_{u1}$ bývá obvykle rovný nule pro návrhový bod čerpadla $Q=Q_{OPT}$, protože obvodová složka absolutní rychlosti c_{u1} se rovná nule a rychlost absolutní c_1 je kolmá k rychlosti relativní v_1 obr. 2.4 (bez rázový vstup na lopatku bez víření). [10]

$$\frac{Y}{\eta_h} = u_2 \cdot c_{u2} \quad (7)$$



Obr. 2.4 Vstupní trojúhelník – bezrázový vstup

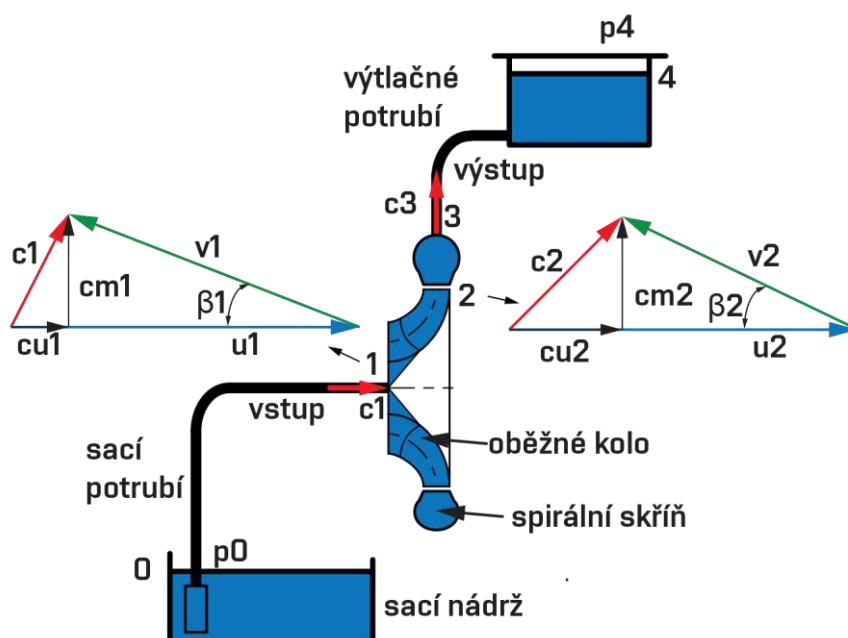
2.5 Charakteristika čerpadla

Charakteristickou křivkou je nazývána vzájemná závislost hlavních parametrů čerpadla a to měrné energie čerpadla Y a průtoku Q při stálých otáčkách čerpadla n . Na osu x je vynášen průtok Q a na osu y je vynášena měrná energie čerpadla Y . [8]

Skutečná charakteristika každého čerpadla se stanoví zpravidla na zkušebně přímo u výrobce čerpadla, aby se zjistilo, zda čerpadlo vyhovuje žadaným parametrům. Tvar skutečné křivky bude podrobněji popsán později. [8]

2.5.1 Teoretická charakteristika čerpadla [10]

Nejprve bude odvozena teoretická charakteristika čerpadla. Eulerova rovnice čerpadla upravena tak, aby byl získán směrnicový tvar rovnice přímky v závislosti na průtoku Q .



Obr. 2.5 Schéma zapojení čerpadla a rychlostní trojúhelníky na vstupu i výstupu (upraveno dle [4])

Z výstupního rychlostního trojúhelníku na obr. 2.5, kde je vyobrazeno celé schéma zapojení oběžného kola do obvodu. Sání ze sací nádrže 0, vstup na lopatku oběžného kola 1, výstup z oběžného kola a vstup do spirály čerpadla 2, výstup ze spirály čerpadla 3 a výstup do výtlačného potrubí a do nádrže 4. Z pravoúhlého trojúhelníku rychlostí c_{m2} , v_2 a $u_2 - c_{u2}$ je patrné

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} \quad (8)$$

Po matematických úpravách lze dojít k

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \quad (9)$$

Pro vstupní rychlostní trojúhelník platí to stejné jako pro výstupní. Po dosazení rovnice (9) do Eulerovy rovnice (4), vypadne upravená Eulerova rovnice

$$Y_{th,z=\infty} = u_2 \cdot \left(u_2 - \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg}\beta_2} \right) - u_1 \cdot \left(u_1 - \frac{c_{m1}}{\operatorname{tg}\beta_1} \right) \quad (10)$$

Přepsáním rovnice (10) do tvaru (11) lze získat měrnou energii na vstupu Y_{th1} a na výstupu Y_{th2} , kde pro každou energii lze zapsat směrnicový tvar přímky

$$Y_{th,z=\infty} = Y_{th2,z=\infty} - Y_{th1,z=\infty} \quad (11)$$

$$\text{kde} \quad Y_{th1,z=\infty} = u_1^2 - u_1 \cdot \frac{c_{m1}}{\operatorname{tg}\beta_1} \quad \text{a} \quad Y_{th2,z=\infty} = u_2^2 - u_2 \cdot \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg}\beta_2} \quad (12) \quad (13)$$

Aby bylo možné vyjádřit rovnici měrné energie v závislosti na průtoku Q , je nutné si napsat rovnici kontinuity pro lopatkový kanál ve tvaru

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot b \cdot c_m \quad (14)$$

Z rovnice kontinuity byla vyjádřena meridiální rychlost c_m a to pro vstup c_{m1} a výstup c_{m2} závislá na průtoku Q , byly zavedeny konstanty K_1 a K_2 , pro zjednodušení zápisu

$$c_{m1} = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1} = K_1 \cdot Q \quad \text{kde} \quad K_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1} \quad (15)$$

$$c_{m2} = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2} = K_2 \cdot Q \quad \text{kde} \quad K_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2} \quad (16)$$

Dosazením rovnic (15) a (16) do rovnic (12) a (13) byl získán směrnicový tvar rovnice přímky a to pro jednotlivé měrné energie. Kde B_1 a B_2 jsou směrnice přímky a A_1 a A_2 jsou koeficienty přímky. Po dosazení a odečtení měrných energií lze získat celkovou teoretickou měrnou energii pro nekonečně hustou lopatkovou mříž a ideální kapalinu (zelená přímka) na obr. 2.6.

$$Y_{th1,z=\infty} = A_1 - B_1 \cdot Q \quad (17)$$

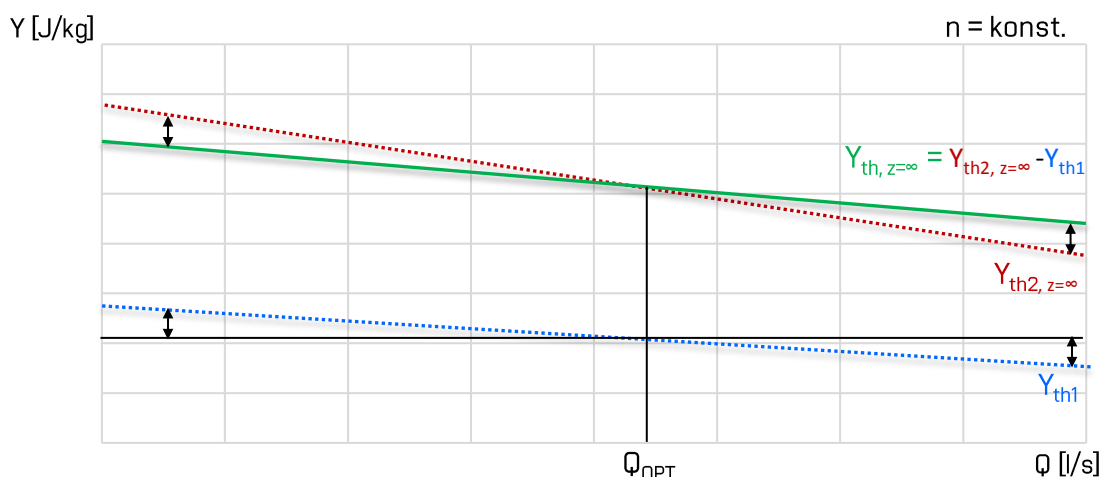
kde konstanty 1 odpovídají

$$A_1 = u_1^2 \quad B_1 = \frac{u_1}{\operatorname{tg}\beta_1} \cdot K_1$$

$$Y_{th2,z=\infty} = A_2 - B_2 \cdot Q \quad (18)$$

a konstanty 2 odpovídají

$$A_2 = u_2^2 \quad B_2 = \frac{u_2}{\operatorname{tg}\beta_2} \cdot K_2$$



Obr. 2.6 Teoretická charakteristika čerpadla

Pokud je vyžadováno co největší stability čerpadla, snažíme se, aby přímka Y_{th1} (modrá obr. 2.6) byla vodorovná, to znamená, aby v oblasti malých průtoků část vlevo od Q_{OPT} , se od červené přímky Y_{th2} nejlépe odečítala žádná hodnota a v oblasti větších průtoků část vpravo od Q_{OPT} , se od červené přímky Y_{th2} nejlépe odečítala co největší hodnota.

2.5.2 Skutečná charakteristika čerpadla

Do této chvíle byla teoretická charakteristická křivka popsána rovnicí přímky, nyní bude rozebrána charakteristická křivka co do velikosti charakterizujících bodů křivky a to pro optimální průtok Q_{OPT} a pro nulový průtok, jak křivky teoretické tak i skutečné.

Skutečný tvar charakteristické křivky se nedá stanovit zcela přesně. Přibližného tvaru lze dosáhnout uvažování hydraulických ztrát, jež lze rozlišit na dvě kategorie ztráty třením a ztráty vířením a rázem. [2]

Ztráty třením v oběžném kole i v tělese čerpadla (před oběžným kolem i za ním), neusměrněným pohybem proudu, změnou průtokového průřezu u vstupu a výstupu kanálu. Ztráty třením jsou vyjádřeny parabolou na obr. 2.7. Při nulovém průtoku jsou odpory rovny nule. [2]

Ztráty vířením a rázem jsou nejhůře předvídatelné, zahrnují především ztráty vzniklé při změnách průtoku, když dochází k odchylkám vtoku proudu od úhlů lopatek při vstupu do oběžného kola. Pro návrhový bod jsou tyto ztráty nulové, uvažuje se bez rázový vstup na lopatku a tím pádem i nulové víření v lopatkovém kanále oběžného kola. [1]

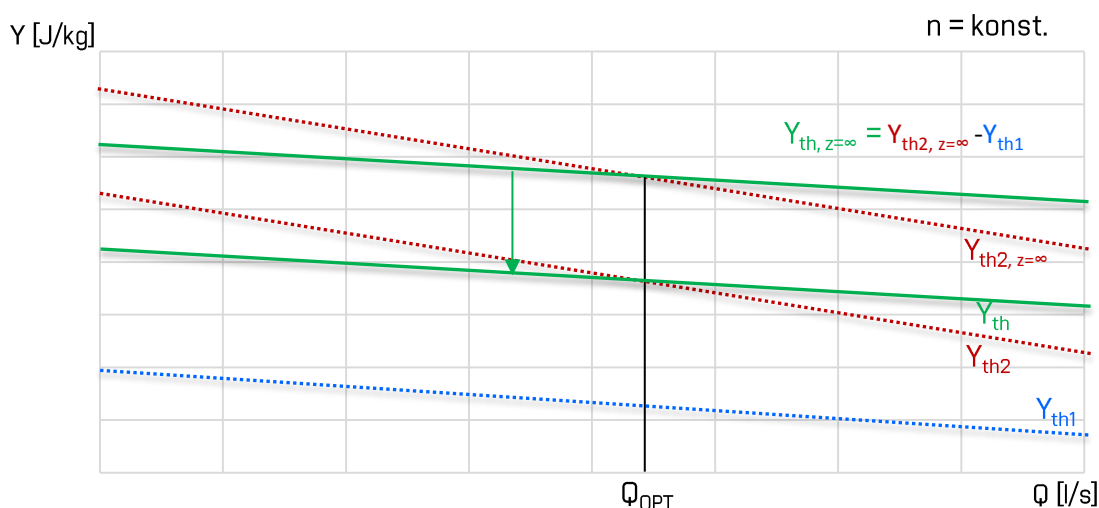

$$Y_{th2} = \frac{u_2^2}{2} \quad (19)$$
$$Y_{th2W} = \kappa \cdot u_2^2 - u_2 \cdot \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \quad (20)$$
$$\kappa = 1,01 - \frac{0,395 + 0,457 \cdot \sin \beta_2}{\sqrt{z}} \quad (21)$$

Dojde k úpravě rovnice (18)

$$Y_{th2} = A_2^* - B_2 \cdot Q \quad A_2^* = \kappa \cdot u_2^2 \quad B_2 = \frac{u_2}{\tan \beta_2} \cdot K_2 \quad (22)$$

Rovnice pro celkovou měrnou energii s konečným počtem lopatek odpovídá

$$Y_{th} = A_2^* - A_1 + Q(B_1 - B_2) \quad (23)$$



Obr. 2.8 Teoretická charakteristika čerpadla (upraveno dle [10])

2.6.2 Pfleidererova korekce [11]

V tomto případě je odvozen vztah pro výpočet c_{u2} na základě Pfleidererova korekčního součinitele p za předpokladu rovnoměrného rozložení tlaků podél lopatky oběžného kola. [11]

$$c_{u2} = c_{u2\infty} - \Delta c_{u2} \quad (24)$$

$$\text{kde} \quad \Delta c_{u2} = p \cdot c_{u2} \quad (25)$$

po dosazení rovnice (25) do rovnice (24)

$$c_{u2} = c_{u2\infty} - p \cdot c_{u2} \quad (26)$$

po úpravě

$$c_{u2} + p \cdot c_{u2} = c_{u2\infty} \quad (27)$$

$$c_{u2} = \frac{c_{u2\infty}}{1 + p} \quad (28)$$

kde dle [11] je koeficient dán výrazem

$$p = \frac{2 \cdot \lambda}{2} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} \quad (29)$$

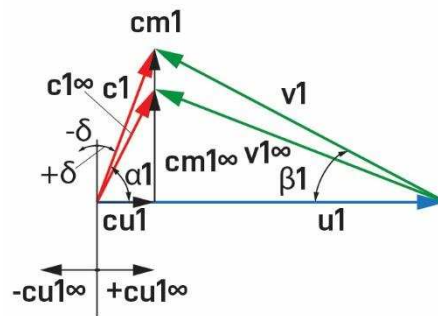
pro radiální oběžná kola s rozvaděčem je koeficient λ roven

$$\lambda = 0,6 \cdot \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right) \quad (30)$$

Dosazením vztahů (9) a (28) do rovnice (4) je teoretická měrná energie

$$Y_{thP} = \frac{u_2^2}{1+p} \cdot \left(1 - \frac{c_{m2}}{u_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right) - u_1 \cdot c_{u1} \quad (31)$$

Parametry $u_1 c_{u1}$ pro nekonečný počet lopatek i pro konečný počet lopatek jsou stejně velké. Ovlivnění počtem a tloušťkou lopatek je pouze výstup.



Obr. 2.9 Rychlostní trojúhelník na vstupu – vliv konečné tloušťky lopatek [11]

2.6.3 Souvislost korekce dle Waissera a Pfeiderera [10]

Pro zjištění souvislosti budou dále uváděny a porovnávány pouze teoretické měrné energie na výstupu

$$Y_{th2W} = u_2^2 \left(\kappa - \frac{c_{m2}}{u_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right) \quad (32)$$

$$Y_{th2P} = \frac{u_2^2}{1+p} \cdot \left(1 - \frac{c_{m2}}{u_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right) \quad (33)$$

Zavedením parametru Φ – rychlostní číslo

$$\phi = \frac{c_{m2}}{u_2} \quad (34)$$

Měrné energie dle obou přístupů se musí rovnat, při aplikaci rychlostního čísla

$$u_2^2 \left(\kappa - \frac{\phi}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) = \frac{u_2^2}{1+p} \cdot \left(1 - \frac{\phi}{\operatorname{tg} \beta_2}\right) \quad (35)$$

Matematicky se upraví

$$\kappa \cdot (1+p) - \frac{\phi \cdot (1+p)}{\operatorname{tg} \beta_2} = 1 - \frac{\phi}{\operatorname{tg} \beta_2} \quad (36)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 \cdot (\kappa + p\kappa) - \phi - \phi \cdot p = \operatorname{tg} \beta_2 - \phi \quad (37)$$

$$\kappa \cdot (\operatorname{tg} \beta_2 + p \cdot \operatorname{tg} \beta_2) - \phi \cdot p = \operatorname{tg} \beta_2 \quad (38)$$

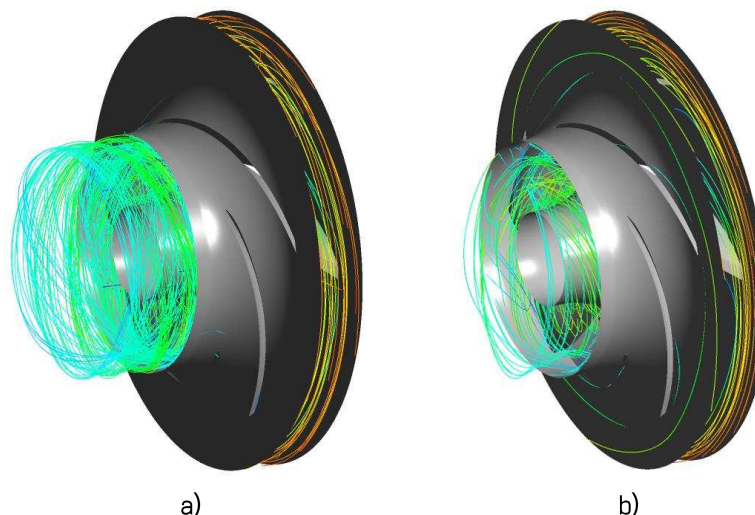
Dojde se k rovnici, kde součinitel κ je závislý na β_2 , ϕ a p

$$\kappa = \frac{\operatorname{tg} \beta_2 + \phi \cdot p}{\operatorname{tg} \beta_2 + p \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \quad (39)$$

2.7 Vliv obvodové složky rychlosti

Na vstupní část se kladou požadavky jako malé hydraulické ztráty, zachování osové souměrnosti rychlostního pole kapaliny na vstupu do oběžného kola a vyvození potřebné hybné složky absolutní rychlosti c_{u1} . Aby se zabránilo samovolné rotaci před oběžným kolem ($c_{u1} = 0$), vkládá se někdy do vyústění vtoku radiální žebro, které současně tlumí sekundární (zpětné) proudění ve vstupní části oběžného kola. Vyžaduje-li se řízená předrotace kapaliny, umístí se do vtoku natáčivé lopatky (předrozvaděč). [13]

Požadavek pro snížení předrotace vyvolává hlavně snaha pro dosažení dobrých kavitačních vlastností čerpadla. Vyrovnané proudové pole na vstupu oběžného kola je nutnou podmínkou i k zachování dobré hydraulické účinnosti oběžného kola. Důležité je to zejména u typů z hlediska velikosti měrných otáček rychloběžných, kde řidší mříže oběžných lopatek způsobují náchylnost k nestabilitě průtoku. Stabilita bude popsána v další kapitole. Stabilizaci proudu kapaliny napomáhá postupný vzrůst rychlosti ve vtokových kanálech. [13]

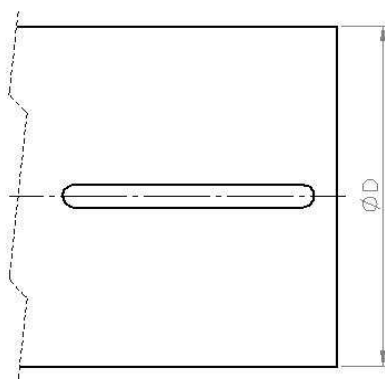


Obr. 2.10 Snížení předrotace a) bez žebra b) vložené žebro – zobrazení proudnic

Na obr. 2.10 a) jsou zobrazené proudnice oběžného kola pro $0,4 \cdot Q_{OPT}$ bez jakýchkoliv úprav na vstupní části oběžného kola. Je vidět, že při nižších průtocích než Q_{OPT} dochází k poměrně velké rotaci kapaliny na vstupu do oběžného kola. Na obr. 2.10 b) jsou úplně stejné podmínky jako v případě a), jediná změna je ve vložení žebra těsně před vstup oběžného kola do potrubí. Je patrné, že došlo k výraznému

uklidnění rotace na vstupní části oběžného kola. Nejdůležitější je, že dojde ke zvýšení stability oběžného kola při malém (nulovém) zásahu do oběžného kola popř. do celého čerpadla. Pouze dojde k úpravě na vstupním potrubí.

Žebro je umístěné ve vstupním potrubí těsně před oběžným kolem, hrana vpravo (obr. 2.11) už je výstup z potrubí a zároveň vstup do oběžného kola čerpadla. Na obr. 2.11 je pohled shora na potrubí, ve kterém je umístěno jedno žebro od vnitřní plochy potrubí směrem k ose potrubí.

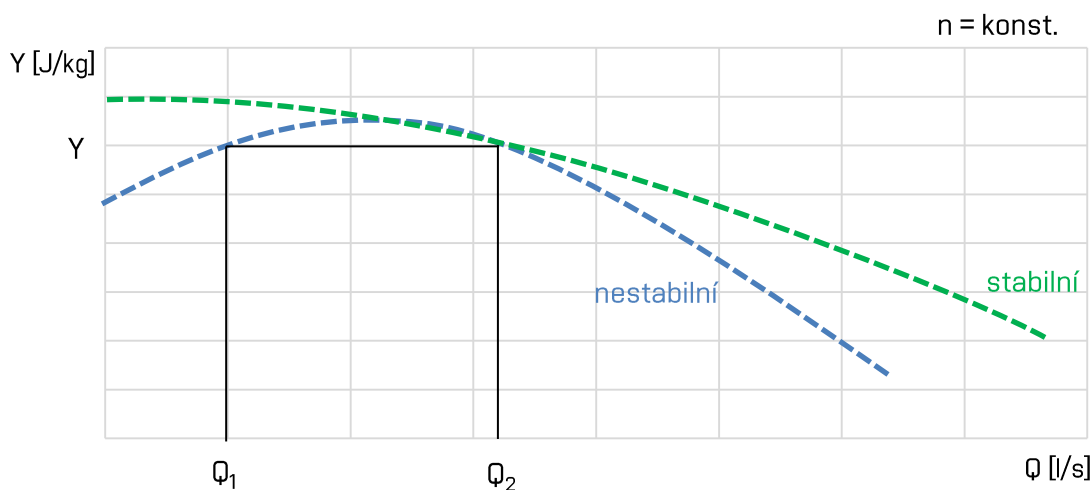


Obr. 2.11 Žebro umístěné ve vstupním potrubí – pohled shora

Podrobnější popis vlivu rotující kapaliny před oběžným kolem právě vloženým žebrem bude popsán podrobněji v praktické části diplomové práce.

2.8 Stabilita Q-Y křivky

Q-Y křivka má buď stabilní, nebo nestabilní charakter. Nízké specifické otáčky n_s se vyznačují nestabilní charakteristikou. S přibývajícím n_s se nestabilita snižuje a asi od velikosti specifických otáček $n_s = 120-150$ začínají charakteristiky přecházet ve stabilní obr. 2.12. [5]



Obr. 2.12 Stabilní a nestabilní charakteristika [10]

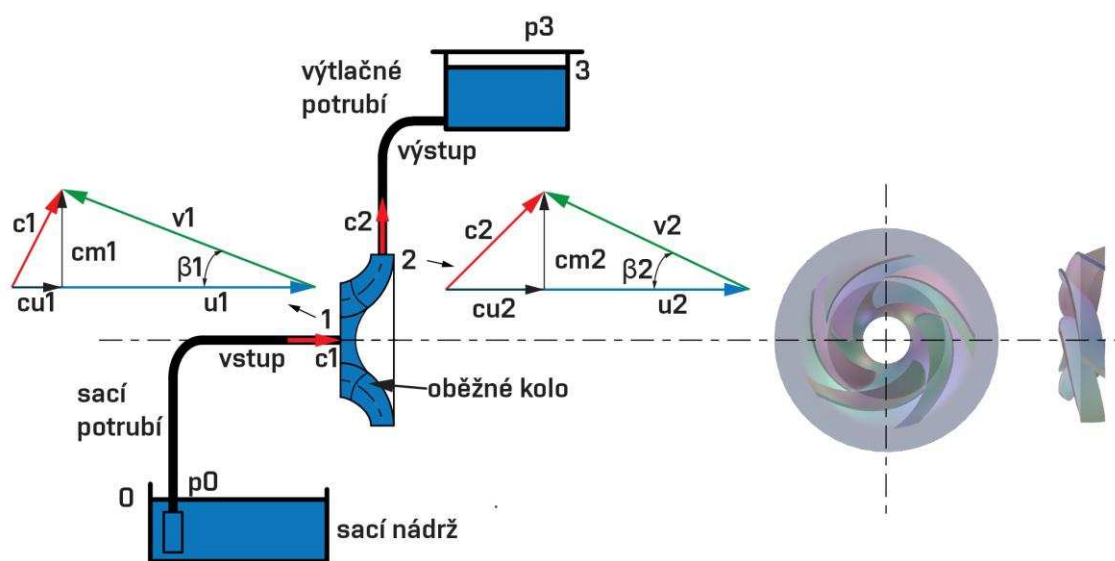
Při nestabilní charakteristice, při určitých měrných energiích, odpovídá tato energie Y dvěma průtokovým množstvím Q_1 a Q_2 viz. obr. 2.12. Při stabilní charakteristice odpovídá každé hodnotě Y jednoznačně pouze jedno dopravované množství. [5]

Provozy, u nichž se mění dopravní množství ve velkých mezích, vyžaduje bezpodmínečně stabilní charakteristiku. Při nestabilní charakteristice, při měrné energii $Y \geq Y_0$ a při malých odporech potrubí není jednoznačně průtokové množství určeno a čerpadlo střídavě pracuje v obou množstvích Q_1 a Q_2 . Přitom vznikají v čerpadle a v celém systému vodní rázy a pulsace, které mohou dosáhnout nebezpečných velikostí. [5]

3 NÁVRH ČERPADLA

Pro návrh čerpadla byla zavedena symbolika indexů viz. obr. 3.1:

hladina v sací nádrži	– 0 – všechny parametry s indexem 0
vstup na lopatku oběžného kola	– 1 – všechny parametry s indexem 1
výstup z lopatky oběžného kola	– 2 – všechny parametry s indexem 2
hladina ve výtlačné nádrži	– 3 – všechny parametry s indexem 3



Obr. 3.1 Schéma zapojení čerpadla + oběžné kolo [10]

3.1 Návrh oběžného kola čerpadla

Bylo použito oběžné kolo ze cvičení Tekutinových strojů I. Oběžné kolo bylo navrhováno pro parametry:

otáčky	$n = 2900 \text{ min}^{-1} = 48,3 \text{ s}^{-1}$
specifické otáčky	$n_s = 175 \text{ min}^{-1} = 2,92 \text{ s}^{-1}$
dopravní výška	$H = 50 \text{ m}$
vstupní potrubí	$D_1 = 150 \text{ mm} = 0,15 \text{ m}$
výstupní potrubí	$D_2 = 125 \text{ mm} = 0,125 \text{ m}$
počet lopatek	$z = 5$
šířka lopatek	$\Delta = 4 \text{ mm} = 0,004 \text{ m}$

Všechny výpočty byly provedeny v programu Microsoft Excel. Vypočítané hodnoty a vytvořené grafy výrazně napomohli co nejoptimálnějšímu návrhu oběžného kola a výrazně ulehčili následné úpravy oběžného kola.

Ze zadaných parametrů byl vypočítán průtok Q v $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ odvozený ze vzorce pro specifické otáčky, kde dosazujeme otáčky n i specifické otáčky n_s v min^{-1} , dopravní

$$\text{výšku } H \text{ v metrech. } n_s = 3,65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{H}} \quad (49)$$

$$Q = \left(\frac{n_s}{3,65} \right)^2 \cdot \frac{H}{n^2} \cdot \sqrt{H} = \left(\frac{175}{3,65} \right)^2 \cdot \frac{50}{2900^2} \cdot \sqrt{50} = 0,097 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 96,64 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} \quad (50)$$

Z grafu pro dosažitelné celkové účinnosti hydrodynamických čerpadel (Příloha 1) byla odečtena pro jmenovité otáčky $n_s = 175 \text{ min}^{-1}$ a průtok $Q = 0,97 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ hodnota celkové účinnosti $\eta = 84 \%$, z ní byla vypočítána účinnost hydraulická jako

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - 0,02 \div 0,04 = \sqrt{0,84} - 0,03 = 0,885 = 88,5\% \quad (51)$$

Z doporučených hodnot pro návrh úhlů lopatky byly zvoleny parametry:

$$\text{vstupní úhel lopatky} \quad \beta_1 = 20^\circ$$

$$\text{výstupní úhel lopatky} \quad \beta_2 = 30^\circ$$

$$\text{směrový úhel lopatky} \quad \gamma = 20^\circ$$

Pro výpočet meridiální rychlosti c_{m2} je potřebné znát statistickou konstantu k

$$\begin{aligned} k &= -0,001809 + 0,001213 \cdot n_s - 1,8 \cdot 10^{-6} n_s^2 = \\ &= -0,001809 + 0,001213 \cdot 175 - 1,8 \cdot 10^{-6} \cdot 175^2 = 0,155 \end{aligned} \quad (52)$$

pak meridiální rychlost c_{m2} je

$$c_{m2} = k \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 0,155 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 50} = 4,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (53)$$

Pro reálnou kapalinu a konečný počet lopatek je nutné zavést korekční faktor podle Waissera, který vychází ze závěrného bodu, jedná se o korekci, která je získána statisticky viz. obr. 2.10, byl použit vztah (21) [10]

$$\kappa = 1,01 - \frac{0,395 + 0,457 \cdot \sin \beta_2}{\sqrt{z}} = 1,01 - \frac{0,395 + 0,457 \cdot \sin 30}{\sqrt{5}} = 0,731 \quad (21)$$

Z kterého lze následně vypočítat unášivou rychlost u_2 ze vztahu

$$\kappa \cdot u_2^2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} u_2 - \frac{g \cdot H}{\eta_h} = 0 \Rightarrow u_2 = 33,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (55)$$

Z unášivé rychlosti vypočítáme charakteristické rozměry oběžného kola. Poloměr oběžného kola r_2 a šířku kanálu b_2 na výstupu z oběžného kola

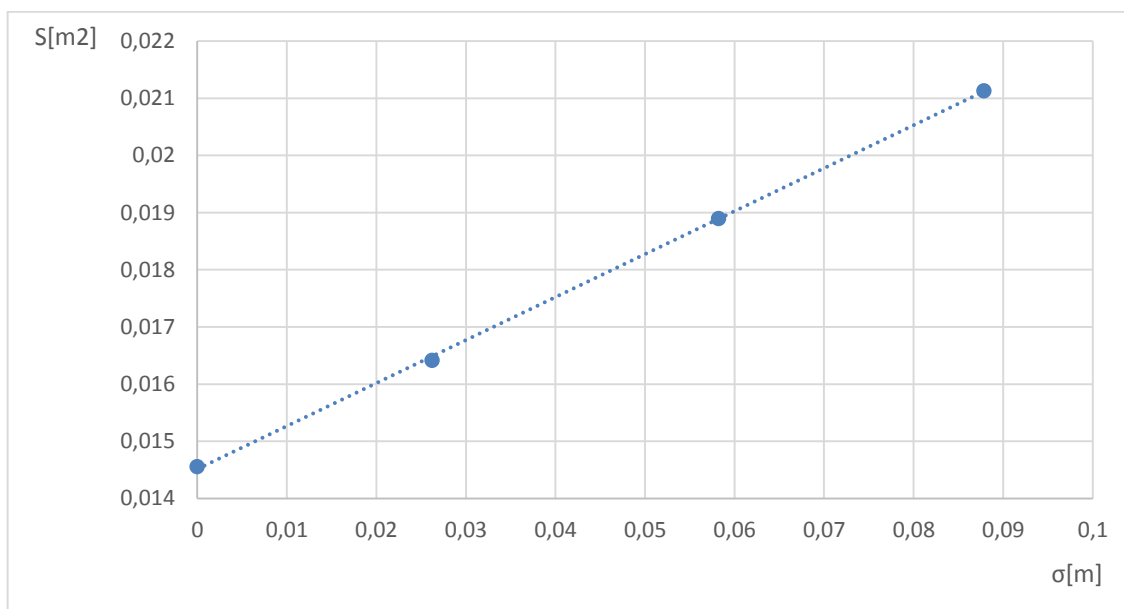
$$r_2 = \frac{u_2}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{33,89}{2 \cdot \pi \cdot 48,3} = 0,1125 \text{ m} \quad (56)$$

$$b_2 = \frac{Q}{c_{m2} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot r_2 - \frac{z \cdot \Delta}{\sin \beta_2} \cdot \frac{1}{\cos \gamma} \right)} =$$

$$= \frac{0,097}{4,87 \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot 0,1125 - \frac{5 \cdot 0,004}{\sin 30} \cdot \frac{1}{\cos 20} \right)} = 0,0299 \text{ m} \quad (57)$$

Po získání základních rozměrů oběžného kola pomocí hydraulických výpočtů následovalo navrhnutí meridiánu oběžného kola v CAD programu. Pro oběžné kolo byl konkrétně použit program SolidWorks.

Finální geometrie meridiánu obr. 3.2 a) byla navržena s ohledem na lineární změnu průtočné plochy v závislosti na vzdálenosti od vstupní části graf 3.1. Plocha byla vypočítána ze vzdálenosti středu kružnice po osu oběžného kola a ze šířky kanálu oběžného kola, což z obr. 3.2 a) je průměr dané kružnice.

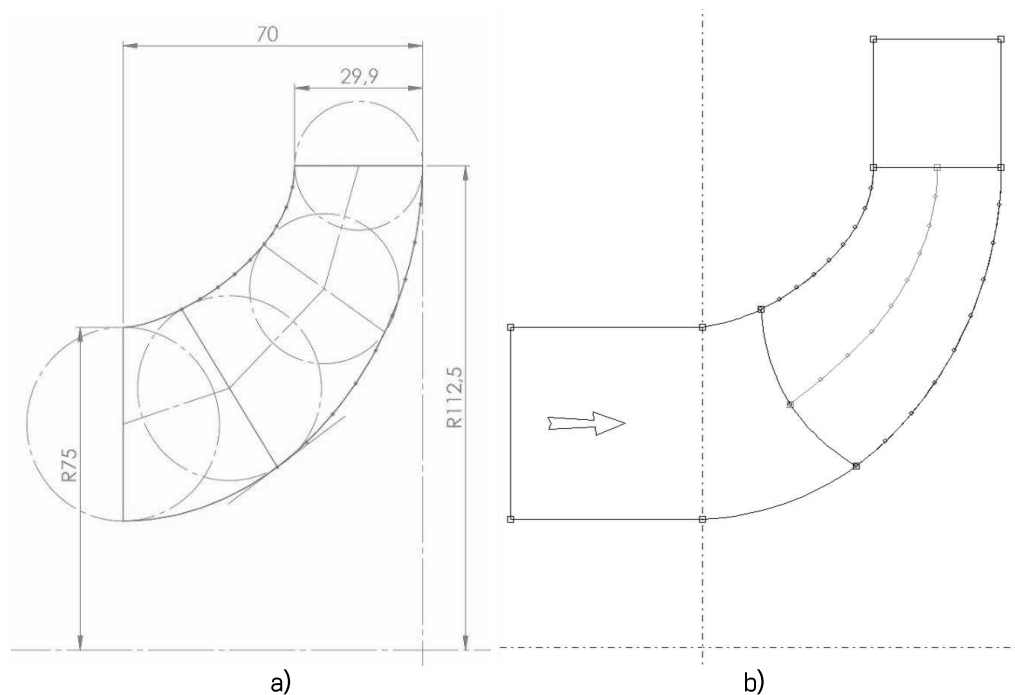


Graf 3.1 Lineární změna průtočné plochy

Na vstupu je poloměr kružnice $r_1 = 52,5$ mm a $b_1 = 45$ mm a průtočná plocha $S_1 = 0,0146$ m². Na výstupu je $r_2 = 112,5$ mm a $b_2 = 29,9$ mm a průtočná plocha $S_2 = 0,0211$ m² a vzdálenost od vstupu, součet vzdáleností středů kružnic

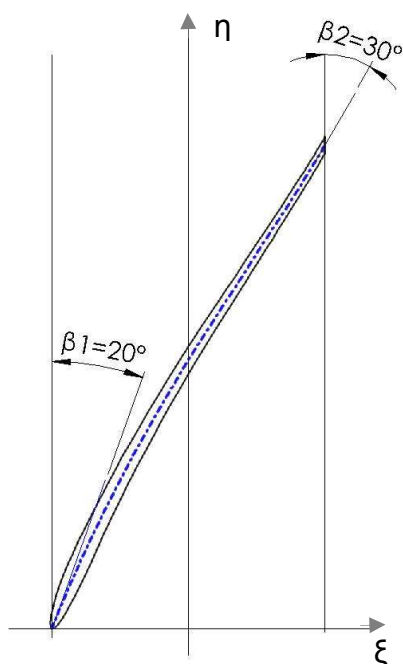
$$\sigma = 0,02623 + 0,03198 + 0,02966 = 0,08787 \text{ m} \quad (58)$$

Finální geometrie meridiánu byla rozdělena 10 body, pomocí kterých byla lopatka transformována do konformního zobrazení. Konformní transformace zvláště pro nosný disk (spodní delší křivka obr. 3.2), krycí disk (horní kratší křivka začínající na poloměru R75) a pro střednici oběžného kola.



Obr. 3.2 Meridián oběžného kola a) CAD b) ANSYS BladeGen

Konformní transformace se využívá pro řešení prohnutí a velikosti lopatek oběžných kol točivých strojů. Konformní zobrazení je zobrazení spojitě, které zachovává úhly, transformuje obecnou proudovou plochu do Gaussovy roviny, která je tvořena souřadnicemi ξ a η . Proudová plocha je pomyslná plocha v oblasti proudící kapaliny v lopátkové mříži, přes kterou neprochází médium, tím pádem jsou všechny rychlosti k této ploše tečné. Na této proudové ploše je třeba definovat meridiánovou neboli křivkovou souřadnici σ a úhlovou souřadnici φ . [14]

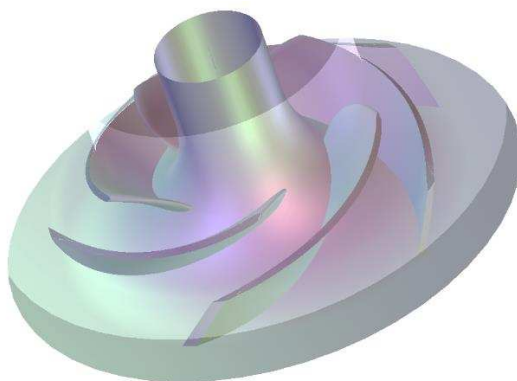


Obr. 3.3 Konformní zobrazení lopatky nosného disku

Konformní zobrazení lopatky nosného disku obr. 3.3, vstupní úhel lopatky přibližně $\beta_1 = 20^\circ$ a výstupní úhel lopatky $\beta_2 = 30^\circ$.

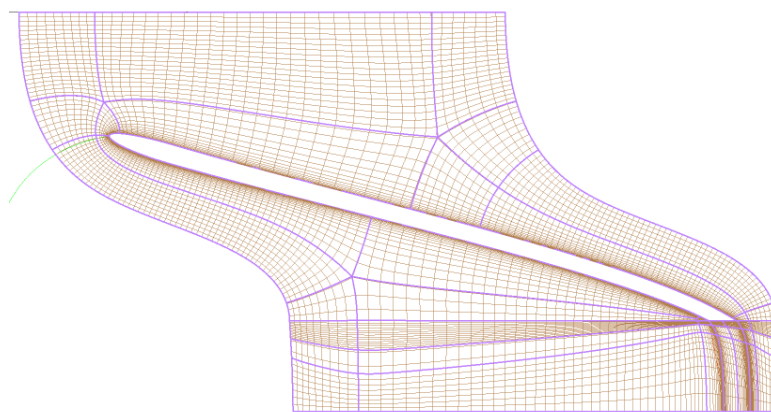
Bylo navrženo mírné prohnutí lopatky 5,88 mm a tím mírné otevření vstupní části (část kde začínají lopatky, oblouk od které začíná střední čára). Toto prohnutí lze sledovat v meridiálním řezu na obr. 3.2 b) a zároveň již na vytvořeném modelu v programu ANSYS BladeGen obr. 3.4. Toto mírné prohnutí je asi 15 % z šířky kanálu lopatky oběžného kola na vstupu. Toto prohnutí se pozvolně zmenšuje až do 5. bodu (rozdělení meridánu na 10 bodů), kde od 6. bodu už je prohnutí nulové.

Získané hodnoty z finální geometrie a konformní transformace byly zadány do programu ANSYS BladeGen obr. 3.2 b). Vytvořené oběžné kolo obr. 3.4 bylo dále podrobeno síťování v programu ANSYS TurboGrid.



Obr. 3.4 Oběžné kolo – ANSYS BladeGen

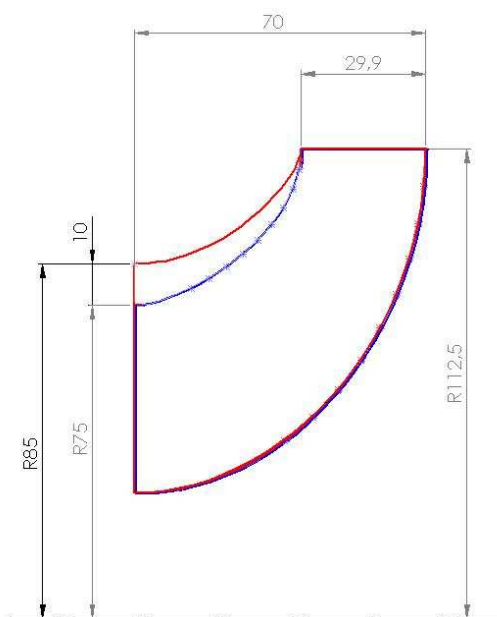
Jedná se o modul, který je speciálně navržený pro tvorbu výpočetní sítě rotačních strojů s lopatkami. Jeho největší výhodou je vytvoření dobré sítě automaticky po převedení oběžného kola z programu ANSYS BladeGen. Automatický si zjemní síť v blízkosti povrchu lopatky, kde dochází k ulpívání na lopatce obr. 3.5. Výpočetní síť byla mírně upravena ze znalosti jednotlivého navazování výpočetních buněk, proto musela být síť zjemněna za výstupní hranou lopatky (vpravo dole obr. 3.5).



Obr. 3.5 Výpočetní síť v konformním zobrazení

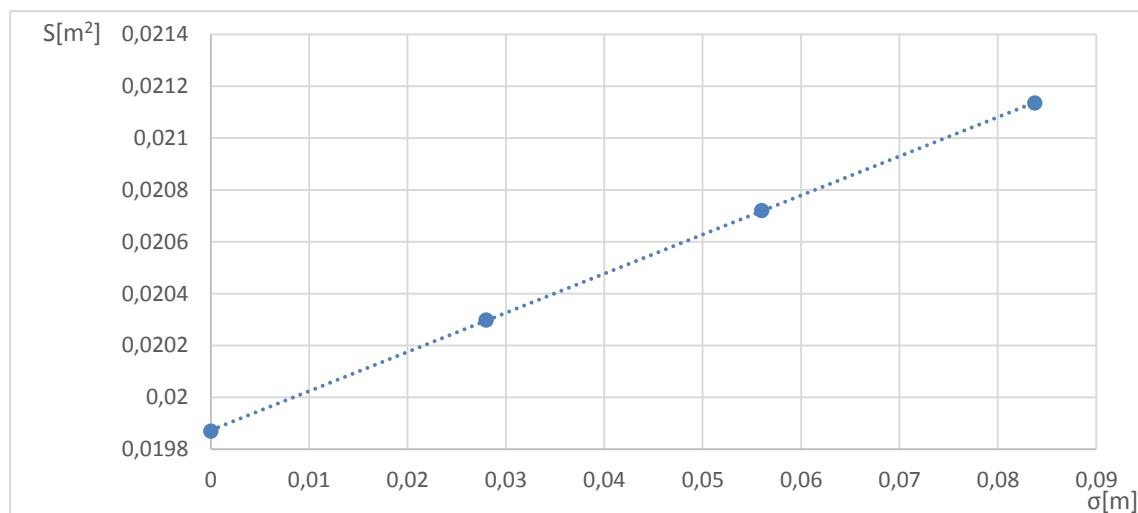
3.2 Rozšíření vstupní oblasti oběžného kola

Cílem práce je zjistit rozšíření vstupní oblasti. Pro tento případ bylo použito stejné oběžné kolo jako v předchozím případě, jediná zásadní změna byla v rozšíření šířky b_1 o 10 mm. obr. 3.6 ukazuje původní meridián oběžného kola (modře) a nový (rozšířený) meridián oběžného kola (červeně). Úprava vstupní části spočívala ve zvětšení vstupní části směrem od osy oběžného kola, protože oběžné kolo musí být nějak uchycené, a byl napočítán průměr hřídele 40 mm, šli jsme výrazně směrem nahoru, kvůli bezpečnosti na hodnotu zvolenou 60 mm.



Obr. 3.6 Meridián upraveného oběžného kola (červeně) vůči původnímu oběžnému kolu (modře)

Nosný disk zůstal stejný, tím pádem i transformace do konformního zobrazení se neměnila. Měnil se však kompletně krycí disk a střední čára. Geometrie meridiánu byla opět navržena s ohledem na lineární změnu průtočné plochy v závislosti na vzdálenosti od vstupu graf 3.2.



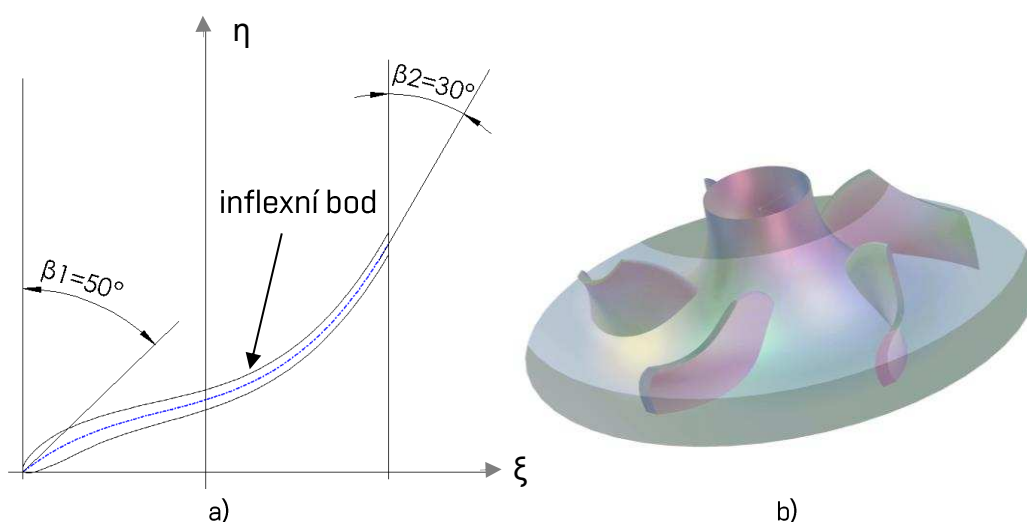
Graf 3.2 - Lineární změna průtočné plochy rozšířeného oběžného kola

Při porovnání grafu 3.1 a grafu 3.2 se zvětšila vstupní průtočná plocha jednoho lopatkového kanálu z hodnoty $0,0146 \text{ m}^2$ (plocha prvního návrhu oběžného kola) na hodnotu $0,0199 \text{ m}^2$ (plocha rozšíření vstupní oblasti oběžného kola), což je nárůst o 36 %.

Další postup pro výpočet takto upraveného oběžného kola byl totožný s předchozím případem.

3.3 Zvětšení vstupního úhlu lopatky

Cílem práce je zjistit vliv velkého vstupního úhlu lopatky. Pro tento případ bylo použito stejné oběžné kolo jako v prvním případě, jediná zásadní změna byla ve změně vstupního úhlu β_1 na 50° . Tím pádem dojde ke změně v konformním zobrazení. Jelikož je vstupní úhel $\beta_1 = 50^\circ$ a výstupní úhel zůstane zachovaný $\beta_2 = 30^\circ$, dojde v konformním zobrazení na průběhu lopatky k inflexnímu bodu, což je bod, ve kterém dojde ke změně křivosti.



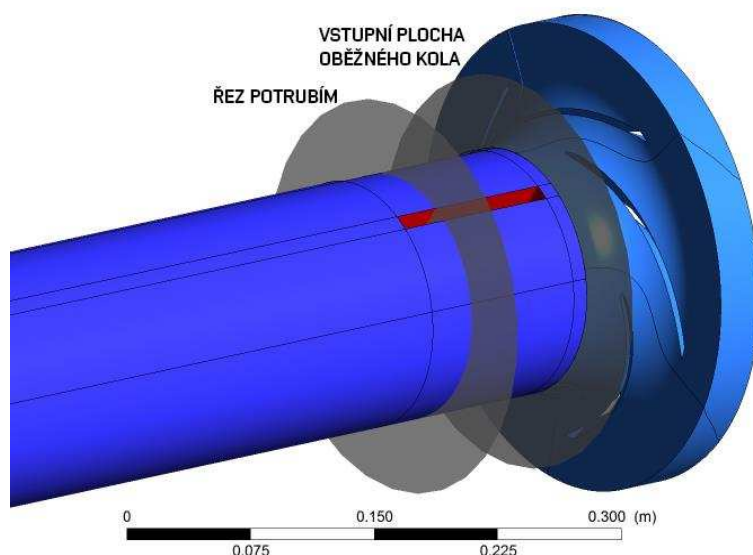
Obr. 3.7 Zvětšení vstupního úhlu a) konformní zobrazení lopatky b) oběžné kolo – ANSYS BladeGen

Dojde ke zkrácení délky lopatky dle obr. 3.7 a) a k otevření vstupní části, mělo by dojít ke zvýšení stability a zároveň i dobré kavitační vlastnosti čerpadla. Tyto předpoklady budou ověřeny v praktické části diplomové práce.

Pro porovnání zkrácení lopatky obr. 3.7 b), oproti původnímu návrhu obr. 3.4 v kapitole 3.1. Z důvodu velkého vstupního úhlu je vidět prohnutí lopatky na výstupu, to je způsobené právě inflexním bodem, pokud by výstupní hrana nebyla prohnutá, pak by ve vstupní části byla prohnutá obráceně. Nabírání hřbetem není příliš vhodné, proto musela být provedena tato korekce.

3.4 Úprava vstupní části před oběžným kolem

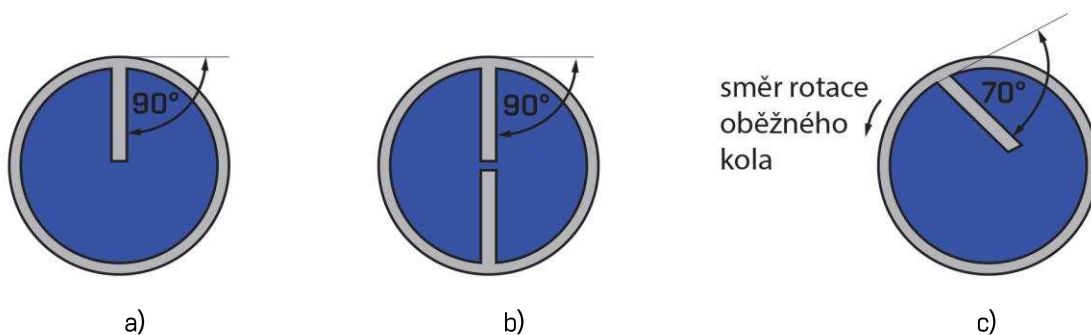
Pro další zkoumání vlivu vstupní části odstředivého čerpadla na stabilitu Q-Y křivky byla vkládána žebra do vstupního potrubí, těsně před vstupní část oběžného kola čerpadla. Při nižších průtocích by žebra měla zabránit vlivu rotující kapaliny před oběžným kolem.



Obr. 3.8 Umístění ploch a řezů soustavy

Obr. 3.8 zobrazuje soustavu vstupního potrubí a oběžného kola čerpadla, ilustrace znázorňuje umístění vstupní plochy oběžného kola (šedá plocha obr. 3.8) a její připojení ke vstupnímu potrubí. Vstupní potrubí obsahuje vložené žebro (plochy označené červeně), kde je vidět jak je vzdálené od vstupní plochy oběžného kola. Řez potrubím (šedá plocha obr. 3.8) je naznačen pro následné upřesnění tvarů vloženého žebra.

Nejprve bylo do potrubí vloženo pouze jedno žebro (šedá barva stejně jako stěna potrubí, modře protékající kapalina) kolmo od vnitřní plochy potrubí směrem k ose potrubí obr. 3.9 a). Druhá varianta vložení žebra, bylo duplikovat toto žebro přímo naproti sobě (na jedné přímce) obr. 3.9 b). Třetí varianta bylo vložení žebra ovšem pod úhlem a to proti směru rotace oběžného kola a rotace kapaliny obr. 3.9 c).



Obr. 3.9 Umístění žeber v potrubí

4 SIMULACE CFD

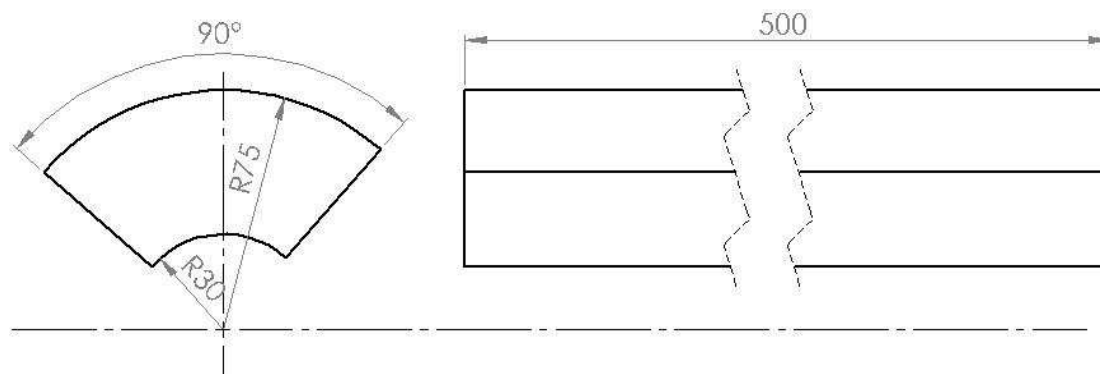
Popis přípravy oběžného kola pro následný výpočet byl popsán v předchozí kapitole. Tato kapitola bude zaměřena na přípravu pomocných prvků a samotný výpočet CFD.

Výpočetní dynamika tekutin (CFD) - numerická simulace vychází z fyzikálního popisu proudění tekutiny, který je dán základními zákony zachování: zákon zachování hmoty, hybnosti a energie. Matematicky je lze vyjádřit pomocí rovnice kontinuity, rovnice hybnosti a rovnice přenosu energie. Poslední dvě zmiňované rovnice se souhrnně nazývají Navier–Stokes rovnice (N-S rovnice), což je soustava nelineárních parciálních diferenciálních rovnic, která se zpravidla doplňuje o konstituční vztahy popisující termodynamické vlastnosti proudící tekutiny. V případě turbulentního proudění jsou jednotlivé členy rozděleny na střední hodnotu a okamžitou fluktuací složku. Tím se v soustavě rovnic objevují další neznámé (korelace fluktuací tlaku a rychlosti). Uvedeným způsobem upravené rovnice mají označení RANS rovnice (Reynolds–Average Navier–Stokes rovnice). [15]

Pro co nejpřesnější výsledky mezi samostatnou simulací oběžného kola a dalších modifikací, bylo vymodelováno vstupní potrubí i pro samostatné oběžné kolo. Hlavně z důvodu aby se vytvořil profil skutečného proudění v blízkosti stěn a nebyla tím pádem ovlivněna přímo vstupní oblast oběžného kola. Pro úplné a co nejpřesnější výsledky by bylo vhodné vymodelovat i spirální skříň čerpadla. Ta však vymodelována a řešena nebyla. Takto dosažené výsledky by neměli být rozdílné, protože všechny výpočty mají stejné podmínky.

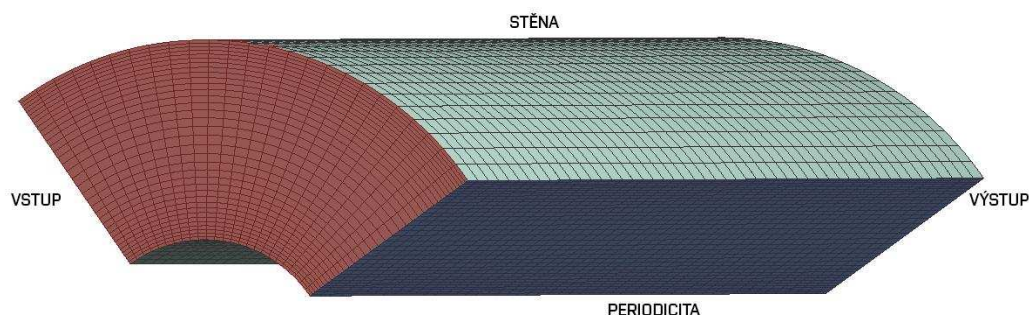
4.1 Vstupní potrubí

Vstupní potrubí bylo vymodelováno dle obr. 4.1. Byla vymodelována pouze čtvrtina vstupního potrubí, z důvodu zjednodušení výpočtu a zkrácení času výpočtu. Poloměry R30 a R75 jsou rovny vstupní oblasti čerpadla. Výstupní plocha potrubí a vstupní plocha oběžného kola na sebe navazují. Při řešení oběžného kola s rozšířenou vstupní oblastí se mění vnější poloměr z R75 na R85.



Obr. 4.1 Vstupní potrubí

Vstupní potrubí bylo vymodelováno v programu SolidWorks a následně importováno do programu ANSYS, kde bylo v modulu Geometrie importováno a byly na něm pojmenovány jednotlivé plochy. V modulu Mesh byla vytvořena výpočetní síť. Výpočetní síť byla vytvořena s ohledem na jemnost sítě v blízkosti stěn obr. 4.2. Zjemnění je viditelné na vstupní ploše (červená plocha) směrem ke stěnám potrubí (světle zelené plochy). Na druhé straně vstupního potrubí je plocha, která není viditelná na obr. 4.2, označená jako výstup. Dále byla pojmenována plocha periodičity (modrá plocha), která je také dvakrát, na opačné straně potrubí a která bude popsána přesněji v kapitole příprava pro výpočet CFX.



Obr. 4.2 Síť potrubí

Následovalo propojení vstupního potrubí a oběžného kola a exportování do modulu přípravy pro výpočet programu ANSYS CFX-Pre (preprocessing).

4.2 Příprava pro výpočet – CFX-Pre

Do modulu CFX-Pre programu ANSYS byly nainportovány sítě vstupního potrubí a oběžného kola včetně názvu důležitých ploch. Vstupní potrubí muselo být nejprve transformováno o rozměr jeho délky v záporném směru osy z. Byly nastaveny okrajové podmínky.

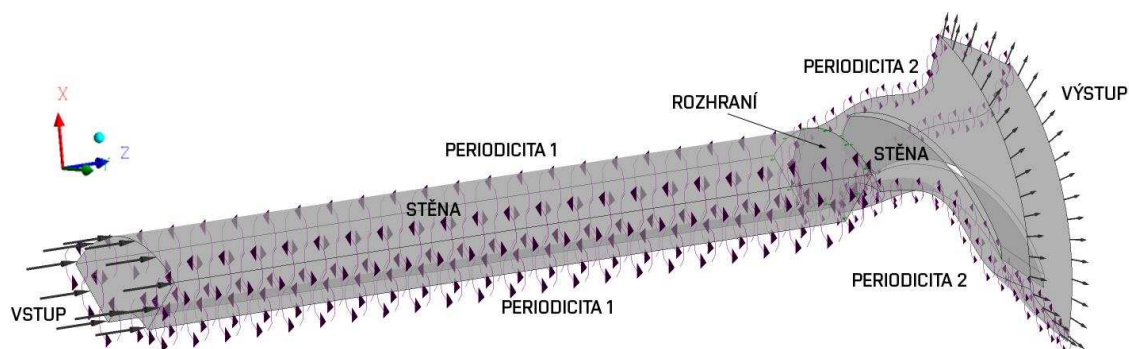
Okrajové podmínky definují vstupy simulačního modelu. Některé okrajové podmínky, rychlost proudění a objemový průtok, určují, jak tekutina vstupuje nebo vystupuje z modelu. Podmínka, tok tepla, udává, jak dochází k výměně energie mezi modelem a okolím. Díky přiřazení okrajových podmínek je možné řešit diferenciální rovnice a tím pádem získat numerické řešení. [15]

Na obr. 4.3 jsou vidět názvy jednotlivých ploch, kterým budeme přiřazovat podmínky. Nejprve pro jednotlivé modely zvlášť a poté dojde ke spojení rozhraní.

Nejdůležitější pro výpočet je rozhodně plocha vstup (na obrázku úplně vlevo) na vstupním potrubí. Na tuto plochu byla nastavena rychlost proudění $6,51 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (rychlost pro optimální průtok), která se během ověřování parametrů oběžného kola měnila.

Rychlost byla vypočítána z průtoku (50), který byl vypočítán v návrhu oběžného kola. Rychlost se počítá jako průtok dělený plochou. Plocha se bere jako obsah mezikruží

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0,097 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{0,0148 \text{ m}^2} = 6,51 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (60)$$



Obr. 4.3 Nastavení okrajových podmínek

Na plochu výstup (výstupní plocha oběžného kola) byla nastavena okrajová podmínka tlakový výstup, nastavena na hodnota 0 Pa. Jedná se o relativní velikost tlaku vzhledem k atmosférickému tlaku. To znamená, že na výstupu z oběžného kola předpokládáme výstup do atmosféry.

Na vstupním potrubí byla dále nastavena podmínka ulpívání na stěně malého i velkého poloměru. Celé vstupní potrubí nevykonává, žádný pohyb, proto nastaveno jako statické. Kvůli rozdělení potrubí na čtvrtiny, je nutné zadat plochám, které vznikli tímto rozdělením (periodicita 1), rotační periodicitu neboli opakování, aby došlo ke svázání těchto ploch.

Periodicita musí být vyřešena i na oběžném kole, protože se řeší pouze jedna lopatka oběžného kola (jedna pětina oběžného kola). Proto nastavení rotační periodicity na plochu periodicita 2. Jelikož je celé oběžné kolo nastaveno jako rotační, byly nastaveny otáčky -2900 min^{-1} dle zadání a znamínko mínus, protože oběžné kolo rotuje proti směru osy z obr. 4.3. Směr rotace byl určen pomocí pravidla pravé ruky, kde do dlaně vezmeme osu Z (modrá osa na obr. 4.3) prsty pravé ruky ukazují směr rotace oběžného kola (proti směru hodinových ručiček) a palec ukazuje výsledný směr v ose z. Je nutné nastavit pohybuující se stěnu na oběžném kole. Je tedy rozdíl nastavení stěny na vstupním potrubí a oběžném kole. Poslední neméně důležitá podmínka pro propojení statického potrubí a rotujícího oběžného kola. Výstup z vstupního potrubí a vstup do oběžného kola (označeno jako plocha rozhraní). Nastaveno rozhraní mezi jednotlivými plochami (statickou – vstupní potrubí a rotační – oběžné kolo) a propojení nastaveno na Frozen Rotor. Kde se výpočetní síť fyzicky neotáčí, přepíná se formulace pohybové a statické rovnice. Její výhodou je dobrá

konvergence, nevýhodou však, že síť nerotuje a tím pádem se nezachytí dynamika. Další výhodou nemusí se řešit celá doména, ale lze volit pouze část rotačně symetrickou.

V nastavení výpočtu byla nastavena nejvyšší hodnota přesnosti výpočtu. A to parametry schéma nastaven na Specified Blend Factor a parametr nastaven na hodnotu 1.0. Dále turbulence nastavena High Resolution. Model turbulence byl použit k-epsilon. Zrovnicev model univerzální pro široké pásmo možnosti uplatnění. Poměrně nízká náročnost, dobrá robustnost a dobře konvergující.

Pomocí tohoto postupu by měla být zachována co nejvyšší přesnost a tím pádem i správnost vypočtených parametrů.

Dále byl spuštěn řešič - CFX-Solver Manager a proveden výpočet.

4.3 Řešič – CFX-Solver Manager

Po otevření modulu řešič – CFX-Solver Manager programu ANSYS, byl spuštěn výpočet. Po ustálení reziduí byl výpočet zastaven. Rezidua jsou sledované parametry během výpočtu. Pokud rezidua klesají, pak je vše v pořádku a výpočet se přibližuje k výsledku. Pokud naopak rezidua rostou, výpočet diverguje a nepředpokládá se získání nějakého výsledku. I přesto, že by se získal výsledek, nebyl by ani zdaleka přiblížený skutečnosti. Rezidua se většinou vykreslují v grafu na ose X iterace výpočtu a na ose Y proměnná hodnota nejčastěji kontinuita a dále parametry k a epsilon, které jsou zavedeny modelem turbulence. Rezidua jsou středované hodnoty daných proměnných. Pokud je hodnota ve stávající iteraci menší než v předešlé iteraci, pak lze prohlásit, že výpočet konverguje.

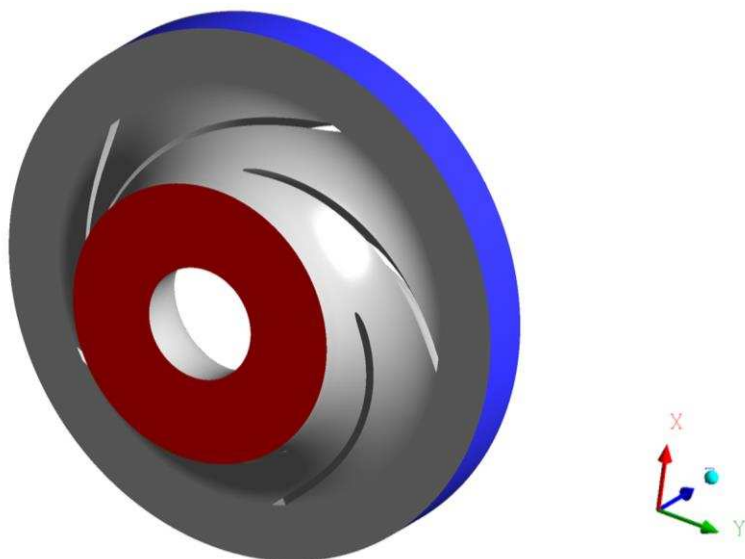
Následně byl spuštěn modul pro získávání výsledků - CFX-Post.

4.4 Získání výsledků - CFD-Post

Po otevření modulu pro získání výsledků – CFX-Post programu ANSYS, byly získávány výsledky. Pro vyhodnocení výsledků už se pracovalo pouze s oběžným kolem. Pro zjištění Q-Y křivky je nutné získat ze simulace rozdíl měrné energie na vstupu a výstupu obr. 4.4 (červená plocha vstup oběžného kola (není stejná jako vstup přímo na lopatku) a modrá plocha výstup z oběžného kola, šedá plocha stěna oběžného kola).

Pro získání měrné energie na vstupu a výstupu byla použita funkce Mass Weighted Average (vážený průměr) totálního tlaku. CFX ji počítá jako

$$p = \frac{1}{Q_m} \cdot \int p dQ_m = \frac{1}{Q_m} \cdot \sum_{i=1}^n p_i \cdot \Delta Q_m \quad (62)$$



Obr. 4.4 Získání výsledků oběžného kola

Takto byla zjištěná měrná energie na vstupu do oběžného kola a výstupu z oběžného kola. Dále bylo s těmito hodnotami počítáno v MS Excel.

Z CFX byla ještě získána hodnota krouticího momentu ve směru osy z (pouze pro jeden kanál, hodnota byla následně vynásobena počtem lopatek), která nebyla nutná přímo pro získání Q-Y křivky, nicméně pomocí ní je možné zjistit účinnost, což je důležitý parametr pro čerpadlo. Díky účinnosti a měrné energii je možné zkoumat vliv úprav na stabilitu v závislosti na snížení účinnosti.

5 VYHODNOCENÍ

Data získána z modulu CFX byly importována do MS Excel, kde s nimi bylo dále počítáno. Vycházelo se z optimálního průtoky Q_{OPT} , kde pro zjištění charakteristiky čerpadla byly dále vybrány další body $0,4 \cdot Q_{OPT}$, $0,6 \cdot Q_{OPT}$, $0,8 \cdot Q_{OPT}$, $1,2 \cdot Q_{OPT}$. Z toho byly dopočítány rychlosti zadávané do CFX. Známe tedy průtok Q a rychlost v na vstupu do oběžného kola. Z modulu CFD-Post byl získán totální tlak na vstupu do oběžného kola p_1 a totální tlak na výstupu z oběžného kola p_2 , který v sobě zahrnuje také dynamickou složku. Získáme tlakovou diferenci na oběžném kole a to rozdílem hodnot totálních tlaků

$$\Delta p = p_2 - p_1 \quad (65)$$

Z tlakové difference a znalosti hustoty kapaliny, lze vypočítat rozdíl měrné energie čerpadla

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} \quad (67)$$

Z modulu CFX-Post byla získána hodnota krouticího momentu. Z které byla vypočítána hydraulická účinnost η_h . Poměr výkon/příkon

$$\eta_h = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{M_k \cdot \omega} \cdot 100 \quad (69)$$

Poslední vypočítaný parametr je dopravní výška H , je uveden pouze jako informativní, jestli došlo ke splnění zadání. Pro optimální průtok měla být dopravní výška 50 m. Dopravní výška je úzce spjata s měrnou energií čerpadla.

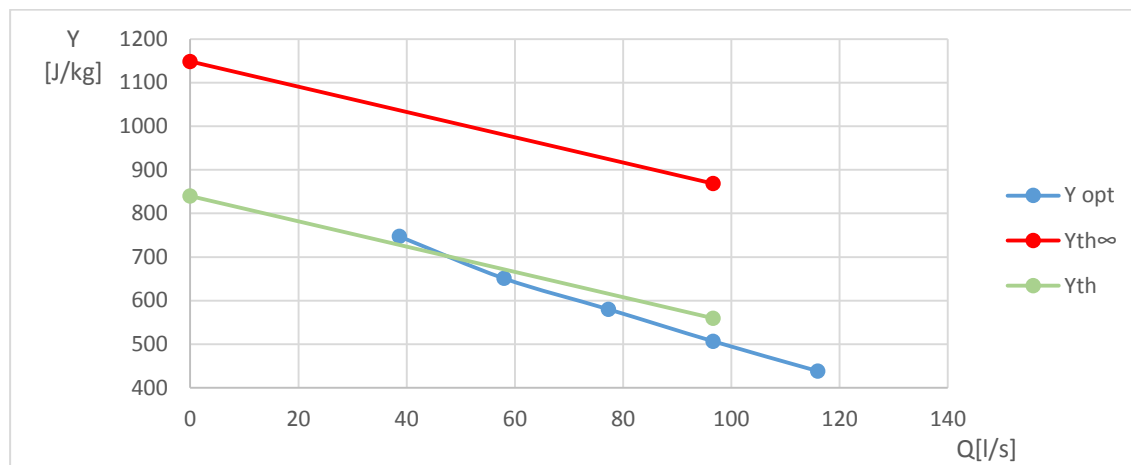
5.1 Návrh oběžného kola

Pro návrh oběžného kola nebyla použita žádná optimalizace, byly použito pouze doporučující parametry pro návrh oběžného kola. Hodnoty získané simulací CFD a hodnoty vypočtené v tab. 5.1.

Tab. 5.1 Výsledky oběžného kola

Bod	Q	v	p_1	p_2	Δp	M_k	Y	η_h	H
-	l/s	m/s	Pa	Pa	Pa	N·m	J/kg	%	m
$0,4 \cdot Q$	38,6	2,60	-553593	192094	745687	107,9	747,2	87,9	76,2
$0,6 \cdot Q$	57,9	3,91	-499169	150430	649599	138,6	650,9	89,5	66,4
$0,8 \cdot Q$	77,3	5,21	-460574	118313	578887	159,5	580,0	92,4	59,1
$1 \cdot Q_{OPT}$	96,6	6,51	-403911	101813	505724	174,0	506,7	92,5	51,7
$1,2 \cdot Q$	115,9	7,81	-347655	89805	437460	182,7	438,3	91,5	44,7

Pro optimální průtok Q_{OPT} byla dosažena dopravní výška 51,7 m, což je vyšší než vyžadovaná ze zadání, hydraulická účinnost vyšla o něco vyšší. Předpokládá se důvod nepočítání se spirální skříní a tím pádem i dalších ztrát.



Graf 5.1 Q-Y křivka oběžného kola

Graf 5.1 zobrazuje Q-Y křivku nejprve teoretickou pro nekonečný počet lopatek, spočítanou ze vzorců z kapitoly 2.5 (červená čára), pro konečný počet lopatek popsáný v kapitole 2.6 (zelená čára) a nakonec pro oběžné kolo navrhnutého dle výpočtu (modrá čára).

Pro výpočet byly vyzkoušeny i hodnoty menší než $0,4 \cdot Q$, ale byl problém s konvergencí. Proto hodnoty nejsou uváděny a pracuje se pouze s hodnotami $0,4 \cdot Q$ a vyšší. Z grafu 5.1 je patrné, že stabilita navrhnutého oběžného kola je o něco lepší než teoretická hodnota pro konečný počet lopatek.

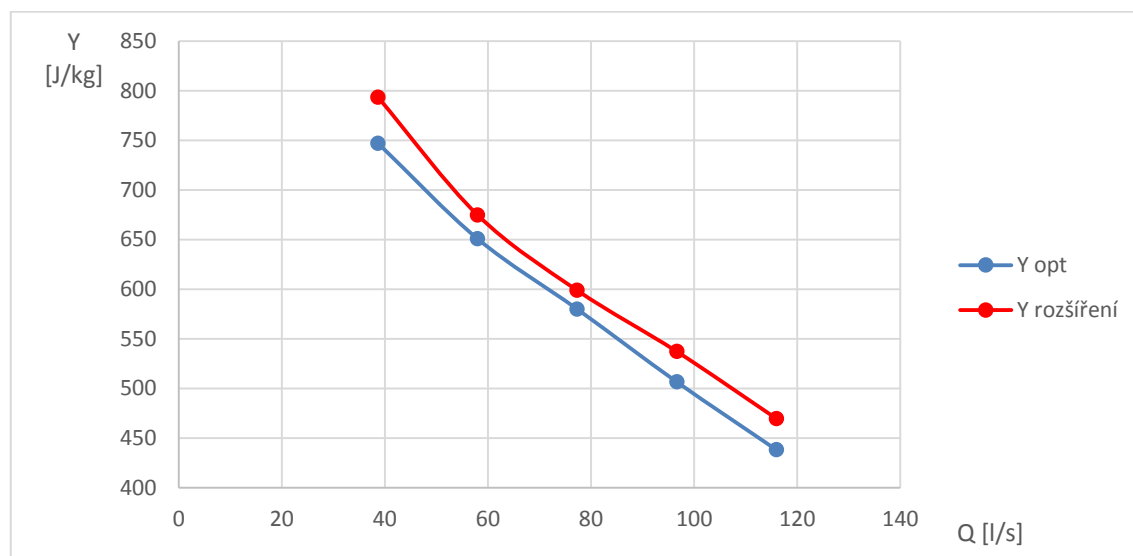
5.2 Rozšířená oblast oběžného kola

Byl proveden výpočet pro rozšířenou oblast oběžného kola, změny jsou uvedeny v tab. 5.2.

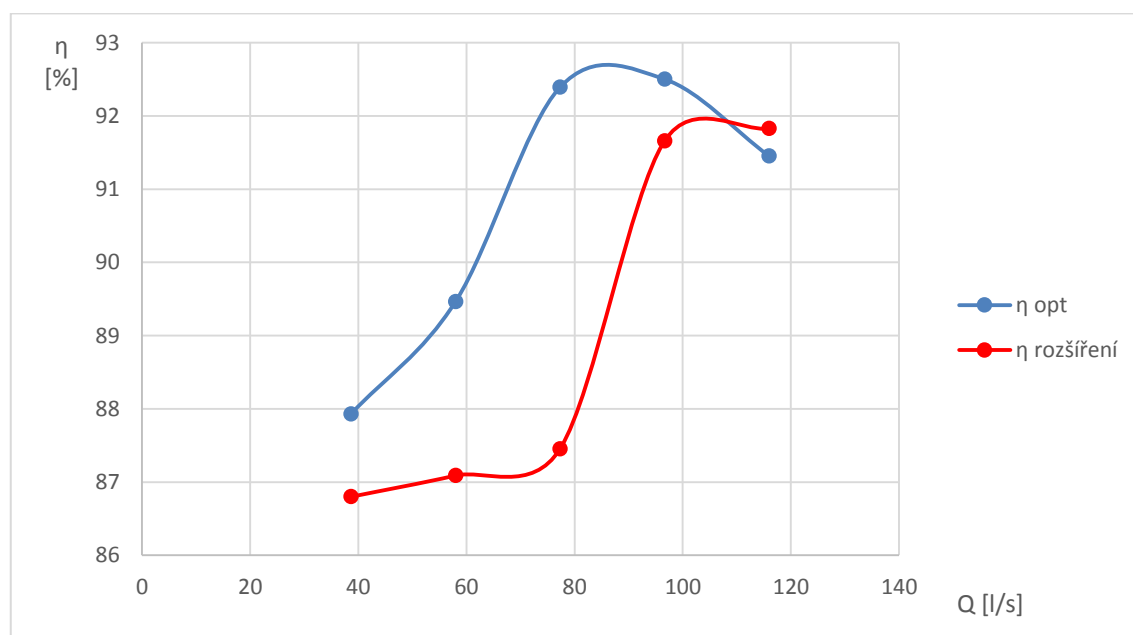
Tab. 5.2 Výsledky rozšířené oblasti oběžného kola

Bod	Q	v	p_1	p_2	Δp	M_k	Y	η_h	H
-	l/s	m/s	Pa	Pa	Pa	N·m	J/kg	%	m
$0,4 \cdot Q$	38,6	1,95	-589629	202345	791974	114,8	793,6	87,8	80,9
$0,6 \cdot Q$	57,9	2,92	-509254	164279	673533	147,7	674,9	87,1	68,8
$0,8 \cdot Q$	77,3	3,89	-456997	140747	597744	174,0	598,9	87,5	61,1
$1 \cdot Q_{OPT}$	96,6	4,86	-424551	111704	536255	186,2	537,3	91,7	54,8
$1,2 \cdot Q$	115,9	5,84	-367149	101671	468820	195,0	469,8	91,8	47,9

Do grafu nyní už nebyly zaneseny teoretické hodnoty měrné energie, ale pouze hodnoty prvního návrhu oběžného kola a oběžného kola s rozšířenou vstupní oblastí oběžného kola.


Graf 5.2 Q - Y křivka rozšířené vstupní oblasti oběžného kola

Z grafu 5.2 je patrné, že došlo k nárůstu celkové měrné energie tedy i dopravní výšky, ale došlo k výraznému snížení účinnosti v oblasti menších průtoků, které je patrné v grafu 5.3. Pro bod $0,4 \cdot Q$ se navýšila měrná energie o 46,4 J/kg, ale účinnost poklesla o 1 % a pro $1,2 \cdot Q$ se navýšila měrná energie o 31,5 J/kg a došlo k mírnému navýšení účinnosti o 0,2 %. Došlo tedy i k nepatrnému zvýšení stability. Z pohledu účinnosti však rozšíření vstupní části není příliš vhodné hlavně pro $0,8 \cdot Q$, kde došlo k poklesu o 4,9 %. A bod s nejvyšší účinností není jasně patrný. Proto pro použití v co nejširším pásmu průtoků tato úprava není vhodná.



Graf 5.3 Účinnost rozšířené vstupní oblasti oběžného kola

5.3 Zvětšení úhlu oběžného kola

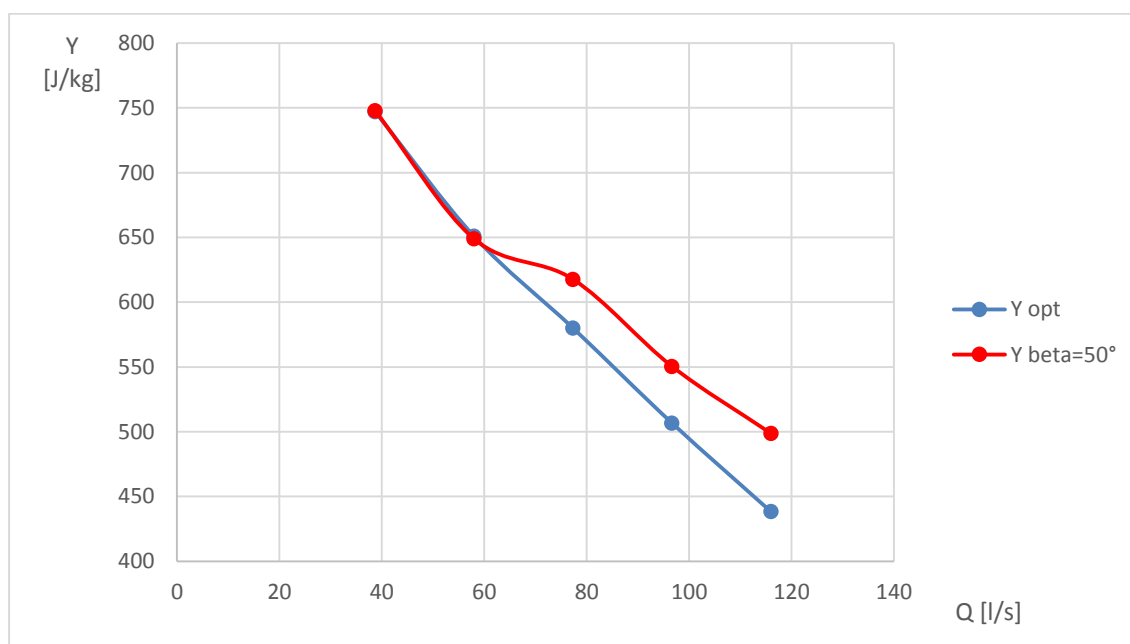
Byl proveden výpočet pro zvětšený vstupní úhel lopatky oběžného kola, změny jsou uvedeny v tab. 5.3

Tab. 5.3 Výsledky po zvětšení vstupního úhlu oběžného kola

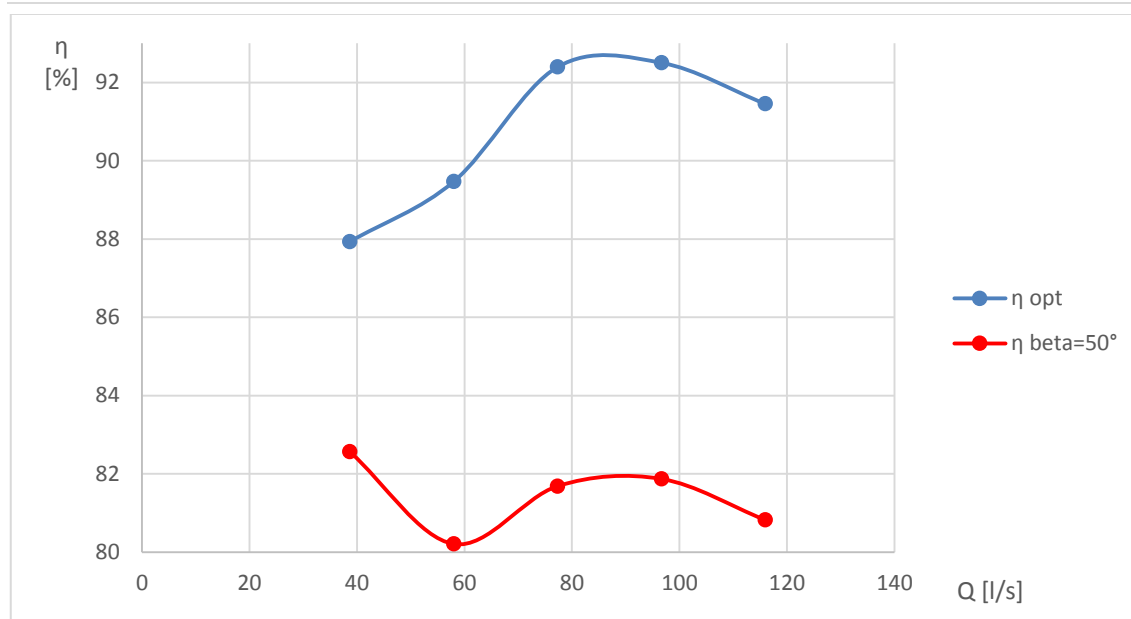
Bod	Q	v	p_1	p_2	Δp	M_k	Y	η_h	H
-	l/s	m/s	Pa	Pa	Pa	N·m	J/kg	%	m
$0,4 \cdot Q$	38,6	2,60	-532484	213955	746439	115,1	747,9	82,6	76,2
$0,6 \cdot Q$	57,9	3,91	-472355	175307	647662	154,2	649,0	80,2	66,2
$0,8 \cdot Q$	77,3	5,21	-447276	169204	616480	192,1	617,7	81,7	63,0
$1 \cdot Q_{OPT}$	96,6	6,51	-412145	137237	549382	213,5	550,5	81,9	56,1
$1,2 \cdot Q$	115,9	7,81	-378010	119721	497731	235,2	498,7	80,8	50,8

Do grafu byly zaneseny opět hodnoty měrné energie prvního návrhu oběžného kola a oběžného kola se zvětšeným vstupním úhlem lopatky oběžného kola Graf. 5.4.

Z grafu 5.4 lze vidět, že nedošlo k výraznému nárůstu celkové měrné energie, ale došlo k výraznému snížení účinnosti v celém rozsahu průtoků, které je patrné v grafu 5.5. Pro bod $0,4 \cdot Q$ se měrná energie výrazně neměnila, ale účinnost poklesla o 5,3 % a pro $1,2 \cdot Q$ se navýšila měrná energie o 60,4 J/kg a došlo k výraznému snížení účinnosti o 10,6 %. Ani z hlediska stability ani z hlediska účinností oběžné kolo s větším vstupním úhlem lopatky není výhodou.



Graf 5.4 Q-Y křivka velkého vstupního úhlu lopatky oběžného kola



Graf 5.5 Účinnost velkého vstupního úhlu lopatky oběžného kola

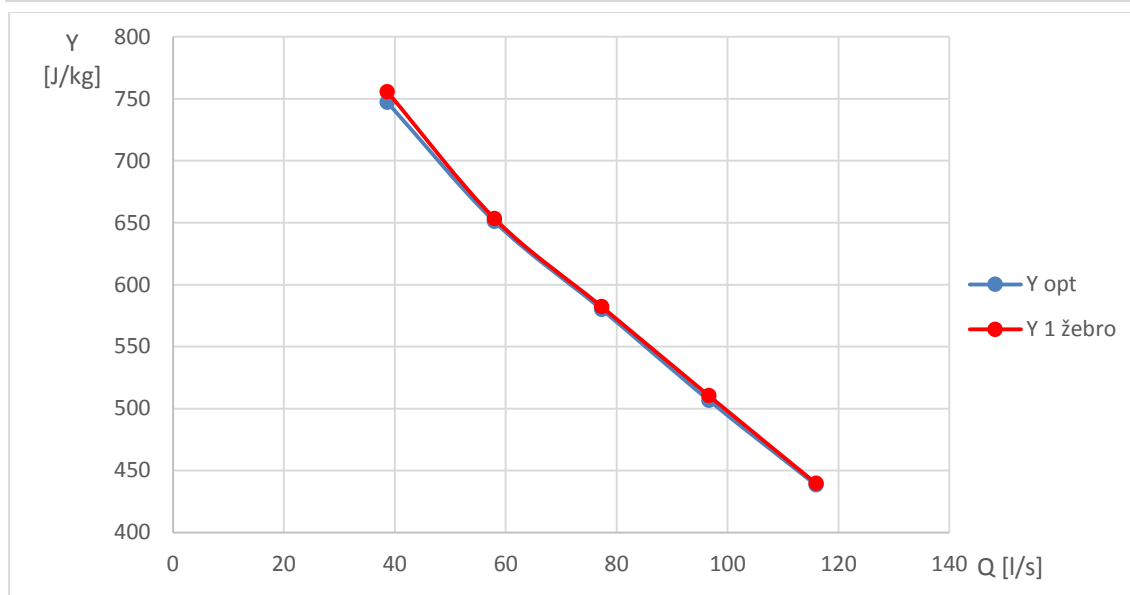
5.4 Žebro kolmé

Byl proveden výpočet pro oběžné kolo, kde bylo do vstupního potrubí vloženo 1 žebro radiálně, získané hodnoty jsou uvedeny v tab. 5.4.

Tab. 5.4 Výsledky oběžného kola s vloženým žebrem

Bod	Q	v	p_1	p_2	Δp	M_k	Y	η_h	H
-	l/s	m/s	Pa	Pa	Pa	N·m	J/kg	%	m
0,4· Q	38,6	2,60	-562244	191929	754173	110,8	755,7	86,7	77,0
0,6· Q	57,9	3,91	-498544	153592	652136	139,3	653,4	89,4	66,6
0,8· Q	77,3	5,21	-463435	117676	581111	160,1	582,3	92,4	59,4
1· Q_{OPT}	96,6	6,51	-406228	103210	509438	175,2	510,5	92,5	52,0
1,2· Q	115,9	7,81	-348494	90265	438759	183,4	439,6	91,3	44,8

Z grafu 5.6 je patrné, že došlo k nárůstu celkové měrné energie tedy i dopravní výšky, ale došlo k mírnému snížení účinnosti. Došlo i k nepatrnému zvýšení stability. Pro bod 0,4· Q se navýšila měrná energie o 8,5 J/kg a pro 1,2· Q se navýšila měrná energie pouze o 1,3 J/kg. Graf účinnosti není zobrazen, protože křivky se podobně překrývají jako v grafu 5.6 a nebylo by tam více nic patrné. Proto lze říci, že vložením jednoho žebra kolmo, nemá výraznější vliv na Q-Y charakteristiku ani výraznější vliv na účinnost.



Graf 5.6 Q-Y křivka oběžného kola s vložením 1 žebra

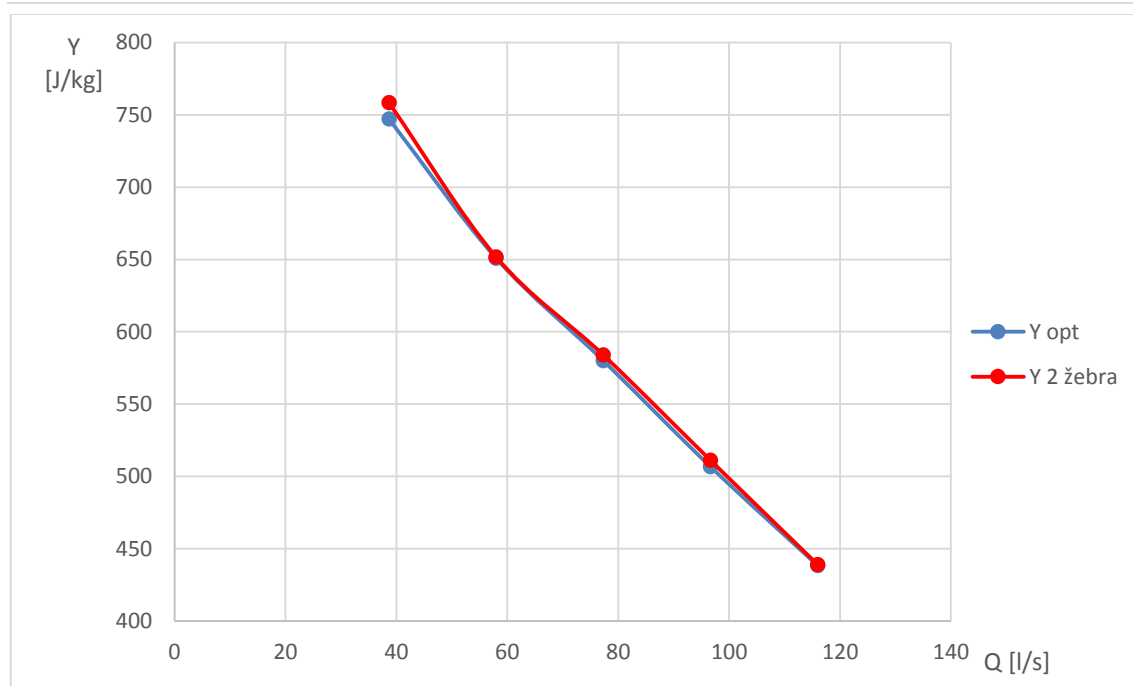
5.5 Žebra kolmá 2 proti sobě

Byl proveden výpočet pro oběžné kolo, kde bylo do vstupního potrubí vloženo 2 žebra radiálně proti sobě, získané hodnoty jsou uvedeny v tab. 5.5.

Tab. 5.5 Výsledky oběžného kola s vloženými 2 žebry

Bod	Q	v	p_1	p_2	Δp	M_k	Y	η_h	H
-	l/s	m/s	Pa	Pa	Pa	N·m	J/kg	%	m
$0,4 \cdot Q$	38,6	2,60	-564980	191929	756865	110,6	758,4	87,1	77,3
$0,6 \cdot Q$	57,9	3,91	-498540	153592	650482	139,1	651,8	89,3	66,4
$0,8 \cdot Q$	77,3	5,21	-465553	117676	582788	160,6	584,0	92,4	59,5
$1 \cdot Q_{OPT}$	96,6	6,51	-406764	103210	510098	175,7	511,1	92,4	52,1
$1,2 \cdot Q$	115,9	7,81	-348508	90265	438151	183,6	439,0	91,1	44,8

Z grafu 5.7 je patrné, že při vložení 2 žeber proti sobě došlo k nárůstu celkové měrné energie tedy i dopravní výšky, ale došlo k mírnému snížení účinnosti. Došlo ke zvýšení stability. Pro bod $0,4 \cdot Q$ se navýšila měrná energie o 11,2 J/kg a pro $1,2 \cdot Q$ se navýšila měrná energie pouze o 0,7 J/kg. Lze říci, že z hlediska stability má lepší parametry než pouze jedno žebro kolmé. Nicméně to není tak radikální a proto lze prohlásit, že také nemá nějaký výraznější vliv. Z hlediska účinnosti došlo opět k mírnému poklesu, ale jelikož se jedná pouze o desetinu procenta, což lze brát jako minimální změna.


Graf 5.7 Q - Y křivka oběžného kola s vložením 2 žebra

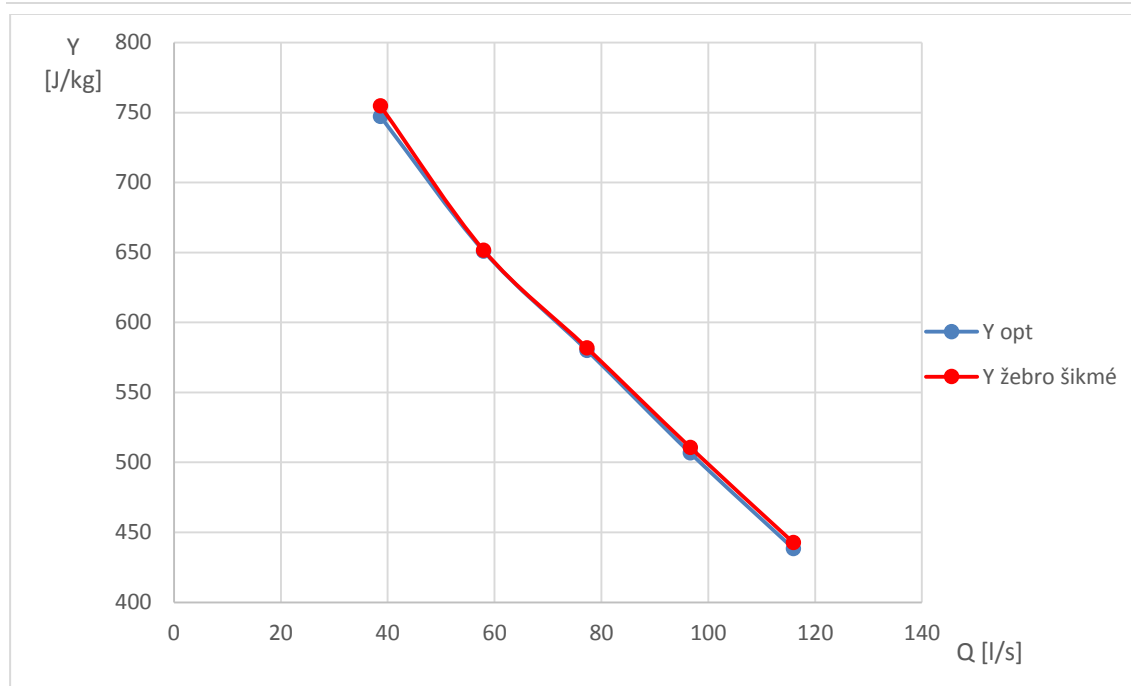
5.6 Žebro šikmé

Byl proveden výpočet pro oběžné kolo, kde bylo do vstupního potrubí vloženo 1 žebro tentokrát šikmého proti směru rotaci kapaliny (popsáno v kapitole 3.4), získané hodnoty jsou uvedeny v tab. 5.6.

Tab. 5.6 Výsledky oběžného kola s vloženým šikmým žebrem

Bod	Q	v	p_1	p_2	Δp	M_k	Y	η_h	H
-	l/s	m/s	Pa	Pa	Pa	N·m	J/kg	%	m
$0,4 \cdot Q$	38,6	2,60	-561374	191795	753169	110,1	754,7	87,1	76,9
$0,6 \cdot Q$	57,9	3,91	-501636	148644	650280	139,2	651,6	89,2	66,4
$0,8 \cdot Q$	77,3	5,21	-461926	118686	580612	160,0	581,8	92,4	59,3
$1 \cdot Q_{OPT}$	96,6	6,51	-408023	101667	509690	175,3	510,7	92,5	52,1
$1,2 \cdot Q$	115,9	7,81	-351960	89739	441700	184,6	442,6	91,4	45,1

Z grafu 5.8 je patrné, že při vložení šikmého žebra došlo k nárůstu celkové měrné energie tedy i dopravní výšky, ale došlo k mírnému snížení účinnosti. Téměř nedošlo ke zvýšení stability. Pro bod $0,4 \cdot Q$ se navýšila měrná energie o 7,5 J/kg a pro $1,2 \cdot Q$ se navýšila měrná energie o 4,3 J/kg. Opět nedošlo k výraznějšímu vlivu vloženého žebra na charakteristiku oběžného kola.



Graf 5.8 Q-Y křivka oběžného kola s vložením šikmého žebra

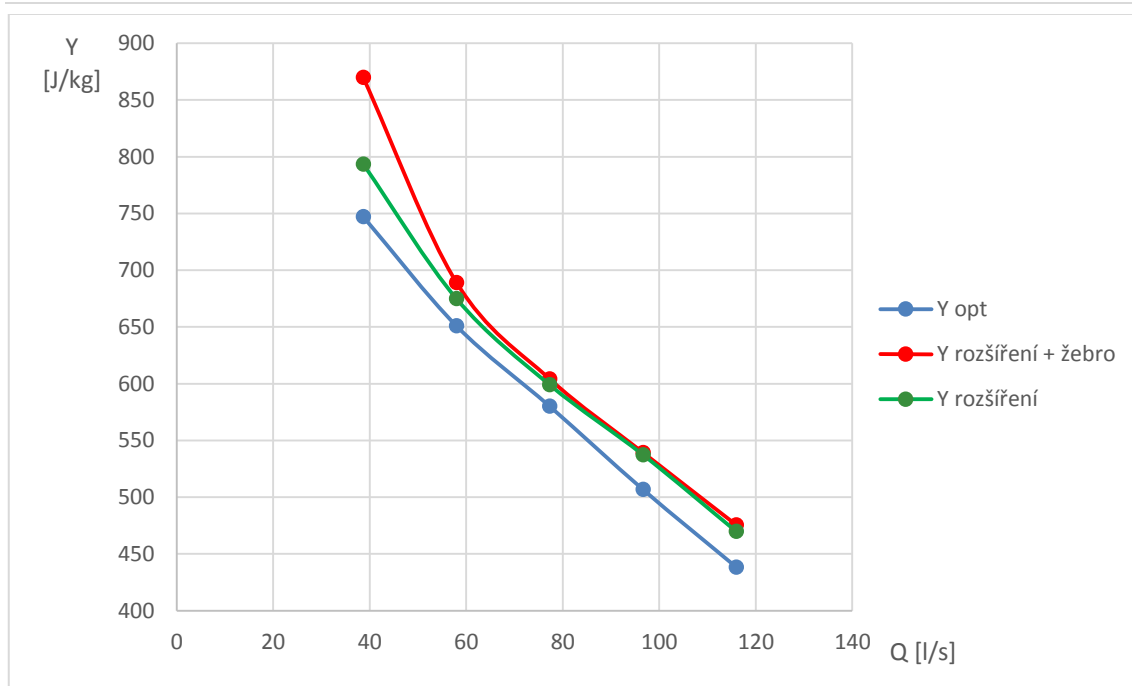
5.7 Rozšíření vstupní oblasti se žebrem

V závěru bylo ještě otestováno oběžné kolo s rozšířenou vstupní oblastí, očekávalo se, jestli má žebro vliv i na hůře navržené oběžné kolo a dokáže tak zvýšit parametry čerpadla. Dosažená dat jsou uvedeny v tab. 5.7.

Tab. 5.7 Výsledky oběžného kola s rozšířenou vstupní oblastí a žebrem

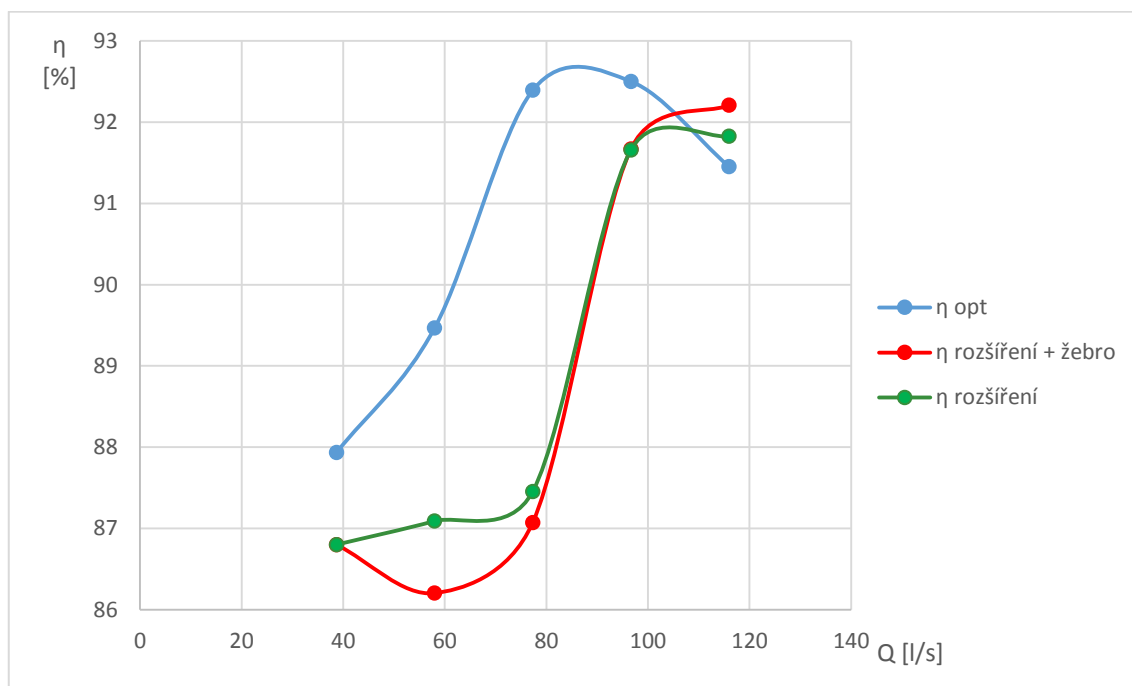
Bod	Q	v	p_1	p_2	Δp	M_k	Y	η_h	H
-	l/s	m/s	Pa	Pa	Pa	N·m	J/kg	%	m
0,4· Q	38,6	1,95	-665590	202510	868100	132,3	869,8	86,8	88,7
0,6· Q	57,9	2,92	-523817	163988	687805	152,3	689,2	86,2	70,3
0,8· Q	77,3	3,89	-460457	142466	602923	176,3	604,1	87,1	61,6
1· Q_{OPT}	96,6	4,86	-426449	111787	538236	186,8	539,3	91,7	55,0
1,2· Q	115,9	5,84	-373603	101002	474605	196,5	475,6	92,2	48,5

Z grafu 5.9 a 5.10, kde je vyobrazení jak optimálního návrhu, tak i rozšířené vstupní oblasti bez žebra tak i rozšířené vstupní oblasti se žebrem. Je patrné, že při vložení šikmého žebra došlo k nárůstu celkové měrné energie tedy i dopravní výšky. Došlo ke zvýšení stability oproti optimálnímu návrhu tak i návrhu bez žebra. V tomto ohledu má vložení žebra pozitivní charakter. Dá se tedy říci, že regulování hůře navrženého oběžného kola je tímto způsobem možné.



Graf 5.9 Q-Y křivka rozšířené vstupní oblasti oběžného kola s vloženým žebrem

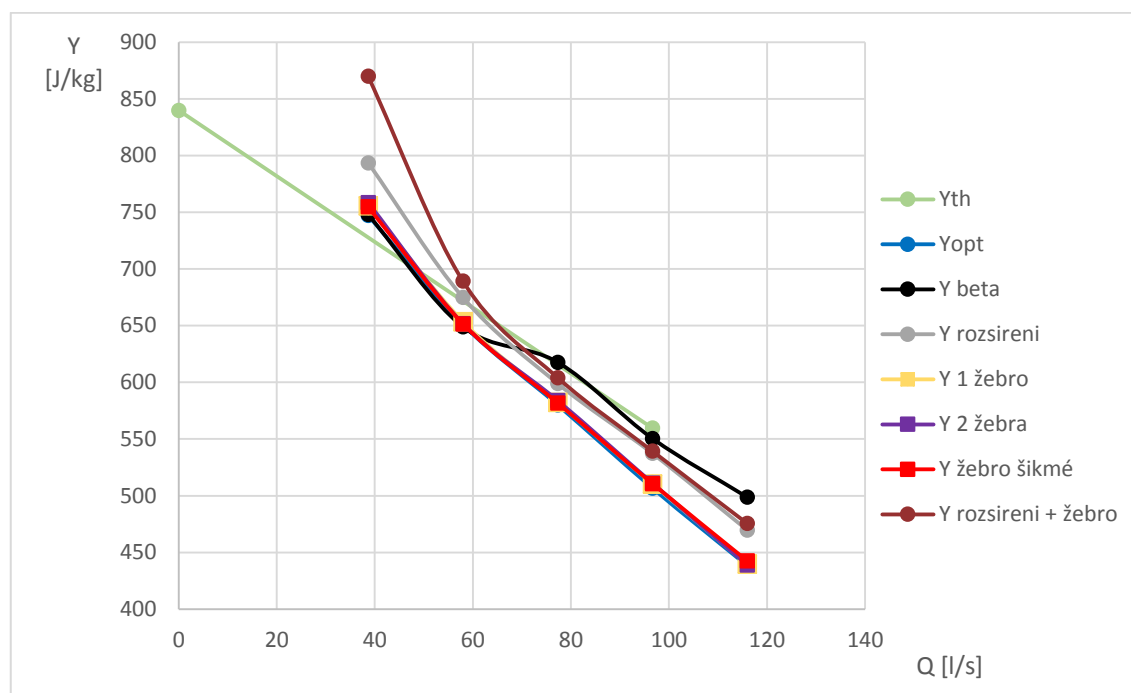
Ovšem z hlediska účinností, to již tak výrazné zlepšení není. Naopak při nízkých průtocích dochází k poklesu účinnosti oproti návrhu bez žebra. Při průtoku $1,2 \cdot Q$ došlo k nárůstu účinnosti. Dá se říci, že optimální průtok (bod s nejvyšší účinností) se posune směrem doprava k vyšším průtokům.



Graf 5.10 účinnost rozšířené vstupní oblasti oběžného kola s vloženým žebrem

6 CELKOVÉ SROVNÁNÍ

Tato kapitola bude, jak již název napovídá, obsahovat vyhodnocení všech modifikací oběžného kola. Pro toto porovnání je využito grafu 6.1, na kterém jsou vyobrazeny Q-Y křivky všech modifikací, pro větší přehlednost jsou jednotlivé křivky barevně odlišeny. Proto je možné porovnat všechny modifikace mezi sebou. Dále využito grafu 6.2, na kterém je vyobrazena účinnost všech modifikací taktéž v barevné odlišnosti. Navíc pro větší přehlednost jsou křivky pro danou modifikaci v obou grafech stejnou barvou.

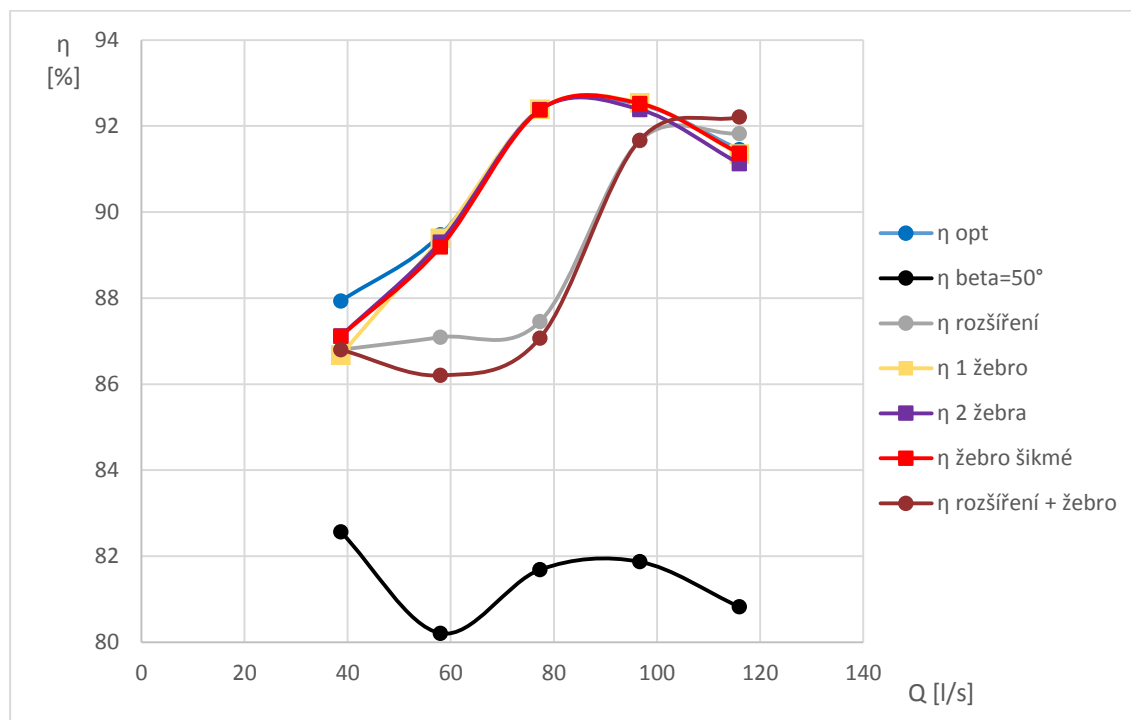


Graf 6.1 Q-Y křivka všech modifikací

Z grafu 6.1 je patrné, že z hlediska měrná energie a stability je nejvýhodnější varianta oběžného kola s rozšířením a vloženým žebrem. U této varianty došlo ke zvýšení měrné energie při nízkých průtocích. Zeleně obarvená křivka označuje teoretickou hodnotu měrné energie pro optimální příklad z teoretických znalostí. Ostatní křivky jsou čistě experimentální. Měrná energie ostatních modifikací se dosti podobají a v grafu se překrývají, jejich jednotlivé a konkrétní odlišnosti byly popsány v předchozí kapitole. Z hlediska stability je nejvýhodnější oběžné kolo se zvětšeným vstupním úhlem lopatky β_1 v grafu zobrazena černou křivkou.

Z grafu 6.2 je viditelné, že pokud zvýšíme některé parametry navrhnutého oběžného kola, pak se zákonitě musí snížit jiné. V tomto případě pro nejlepší modifikace z hlediska měrné energie, jsou nejhorší z hlediska účinnosti. Oběžné kolo

s rozšířenou vstupní oblastí a se zvětšeným vstupním úhlem lopatky mají nejhorší výsledky z hlediska účinnosti.



Graf 6.2 Účinnost všech modifikací oběžného kola

Závěrem lze jen dodat informace, že úpravy vložením žebra pro vhodně navrhnuté oběžné kolo se příliš nemění. Vhodné je to pro starší návrhy, kde návrh oběžného kola není tak dokonalý. Pak se dá tato úprava použít a mírně upravit tak její charakteristiku.

ZÁVĚŘ

Cílem práce bylo zabývat se vlivem vstupní části odstředivého čerpadla na stabilitu Q-Y charakteristiky. Byl zkoumán vliv velkého vstupního úhlu lopatky a rozšíření vstupní oblasti. Dále rozšíření cíle diplomové práce o zkoumání vlivu vloženého žebra do vstupního potrubí. Zkoumání těchto vlivů bylo provedeno pomocí simulace CFD.

Práce po úvodu popisuje ve druhé kapitole teoretické znalosti, které je nutné znát pro správné pochopení práce čerpadla. Je uvedena Eulerova rovnice čerpadla, teoretická i skutečná charakteristika čerpadla, vliv konečného počtu lopatek, vliv obvodové složky rychlosti a vysvětlena stabilita Q-Y křivky,

V kapitole 3 je uveden návrh oběžného kola. Nejprve návrh pomocí doporučených hodnot určitých parametrů čerpadla. Následně je uvedeno, v čem spočívala úprava oběžného kola pro další modifikace a to především rozšíření vstupní oblastí (zvětšení vstupní plochy oběžného kola) a zvětšení vstupního úhlu lopatky. Zvětšení vstupního úhlu mělo mírné komplikace při návrhu a to inflexní bod lopatky v konformním zobrazení, což mělo za následek prohnutí lopatky na vstupu, proto byla provedena korekce a provedeno prohnutí na výstupu. Inflexní bod zůstal zachován v návrhu. V závěru této kapitoly byla popsána úprava vstupní části před oběžným kolem. Tato úprava spočívala ve vložení žebra popř. žeber do výstupní části vstupního potrubí, těsně před vstup do oběžného kola.

V další kapitole 4 je popsána tvorba modelu pro výpočet CFD. V úvodu dané kapitoly je popsán, co vlastně znamená CFD. Dále je popsána příprava pro samotný výpočet a to jak samotného oběžného kola, tak i přívodního potrubí, samotný výpočet CFD a v závěru vyhodnocení získaných výsledků. Všechny CFD výpočty byly provedeny v programu ANSYS CFX.

V následující kapitole 5 bylo provedeno vyhodnocení získaných výsledků z CFD. Pro všechny jednotlivé modifikace je přiložená tabulka získaných výsledků a dopočítaných důležitých parametrů. Dále vyobrazení grafů Q-Y křivky a u důležitých modifikací navíc i při velkých změnách grafů účinnosti. Vše v porovnání s optimálním návrhem. Optimální návrh oběžného kola dosáhl parametrů teoretických (žádaných). Především dopravní výška, která oproti žádané hodnotě pro optimální průtok 96,6 l/s 50 metrů dosáhla 51,6 metru a hydraulická účinnost oproti teoretické hodnotě 88,5 % vystoupala až na hodnotu 92,5 %. Tento výsledek je však zkreslující, protože aby bylo možné prohlásit získané výsledky za skutečné, museli bychom počítat i se spirální skříň, která by tuto hodnotu snížila, ale předpokládá se splnění požadovaných parametrů. Spirální skříň byla zanedbána, protože pro porovnání by mělo být dostačující zachování stejných podmínek pro všechny CFD výpočty.

V následující 6 kapitole došlo k celkovému porovnání všech modifikací a to jak z hlediska účinnosti, tak z hlediska Q - Y křivky. Při modifikaci rozšíření vstupní oblasti a zvětšení vstupního úhlu lopatky došlo ke zvýšení měrné energie tak i stability, ale výrazně došlo ke snížení účinnosti. Tyto modifikace by měly podporovat kavitační vlastnosti čerpadla. Tvzení z časového důvodu bohužel nebylo potvrzeno, ale ze znalostí teoretických se to předpokládá. Změna při vložení žebra, ať už jednoho přímého i šikmého, tak i 2 vložených žebor do výstupní části vstupního potrubí, není výrazná, proto se dá prohlásit, že vložení žebra nemá žádný vliv na stabilitu Q - Y křivky. Jediný vliv mělo pro hůře navržené kolo z hlediska účinnosti a to pro rozšířenou vstupní oblast, kde došlo k nárůstu měrné energie. Nicméně z výrobního i konstrukčního hlediska je vložení žebra do nátokové oblasti komplikace a jak bylo prokázáno žebro stabilitu Q - Y křivky v oblasti nejnižšího počítaného průtoku $Q=0,4 \cdot Q_{OPT}$ neovlivní.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] PACIGA, Alexander, Oldrich STRÝČEK a Martin GANČO. *Čerpacia technika: celoštátatna učebnica pre strojnícké fakulty vysolých škôl*. Bratislava: Technické literatury Praha, 1984. Edícia strojárskej literatúry (Alfa). 224 s.
- [2] KROUZA, Václav. *Čerpadla odstředivá a jim příbuzná*. I. vyd. Praha: Československé akademie věd, 1956. 363 s.
- [3] Druhy čerpadel: Čerpadla odstředivá [online]. [cit. 2016-12-23]. Dostupné z: <http://druhy-čerpadel.cz/hydrodynamicka/odstrediva/>
- [4] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2002, 125 s. ISBN 80-248-0038-1.
- [5] BRETTSCHEIDER, A., St. HUSLAR, J. MAZÁNEK, VI. NAJMAN, V. PANUŠKA, V. STRACHOVCKÝ a Fr. TOMÁŠ. *Příručka čerpací techniky*. I. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1968. 448 s.
- [6] Organizace strojní služby v jednotkách sborů dobrovolných hasičů: Čerpadla [online]. In: . [cit. 2016-12-23]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/180546-Organizace-strojni-sluzby-v-jednotkach-sboru-dobrovolnych-hasicu.html>
- [7] Hasiči a požární taktika: čerpadla používaná v požární ochraně [online]. [cit. 2016-12-24]. Dostupné z: <http://www.pozarnitaktika.snadno.eu/Cerpadla.html>
- [8] NECHLEBA, Miroslav a Josef HUŠEK. *Hydraulické stroje*. I. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966. 388 s.
- [9] JAHODA, M. *Hydromechanické procesy* [online]. [cit. 2017-02-08]. Dostupné z: <http://uchi.vscht.cz/uploads/pedagogika/hydro/turbiny.cerpadla.pdf>
- [10] HALUZA M. *Tekutinové stroje I*. Brno 2016, Zápisy z přednášek, VUT FSI.
- [11] HRACHOVEC, Vlastislav. *Čerpadla pro energetiku: Vliv tvaru vratných lopatek odstředivého čerpadla na Q-H charakteristiku*. Sigma, Výzkumný ústav, 35 s.
- [12] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. 238 s. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [13] MELICHAR, Jan, Jaroslav BLÁHA a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: konstrukce a provoz*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. 378 s. ISBN 80-010-2657-4.
- [14] STAŘEČEK, J. *Návrh axiálního čerpadla pro zadané parametry*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 51 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ing. Miloslav Haluza, Csc.
- [15] BROŽA, M. *Simulace proudění v prvcích hydraulického okruhu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 58 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Kozák.
- [16] RUDOLF P. *Výpočtové modelování proudění*. Brno 2016, Zápisy z přednášek, VUT FSI.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1 Schéma odstředivého čerpadla [6] [7].....	16
Obr. 2.2 Oběžné kolo a rychlostní trojúhelníky na vstupu i výstupu	17
Obr. 2.3 Rychlostní trojúhelník na výstupu – vliv konečného počtu lopatek [11].....	18
Obr. 2.4 Vstupní trojúhelník – bezrázový vstup.....	18
Obr. 2.5 Schéma zapojení čerpadla a rychlostní trojúhelníky na vstupu i výstupu (upraveno dle [4]).....	19
Obr. 2.6 Teoretická charakteristika čerpadla.....	21
Obr. 2.7 Skutečná charakteristika čerpadla (upraveno dle [2])	22
Obr. 2.8 Teoretická charakteristika čerpadla (upraveno dle [10])	23
Obr. 2.9 Rychlostní trojúhelník na vstupu – vliv konečné tloušťky lopatek [11]	24
Obr. 2.10 Snížení předrotace a) bez žebra b) vložené žebro – zobrazení proudnic....	25
Obr. 2.11 Žebro umístěné ve vstupním potrubí – pohled shora.....	26
Obr. 2.12 Stabilní a nestabilní charakteristika [10]	26
Obr. 3.1 Schéma zapojení čerpadla + oběžné kolo [10].....	29
Obr. 3.2 Meridián oběžného kola a) CAD b) ANSYS BladeGen.....	32
Obr. 3.3 Konformní zobrazení lopatky nosného disku.....	32
Obr. 3.4 Oběžné kolo – ANSYS BladeGen.....	33
Obr. 3.5 Výpočetní síť v konformním zobrazení.....	33
Obr. 3.6 Meridián upraveného oběžného kola (červeně) vůči původnímu oběžnému kolu (modře).....	34
Obr. 3.7 Zvětšení vstupního úhlu a) konformní zobrazení lopatky b) oběžné kolo – ANSYS BladeGen	35
Obr. 3.8 Umístění ploch a řezů soustavy	36
Obr. 3.9 Umístění žeber v potrubí.....	36
Obr. 4.1 Vstupní potrubí.....	37
Obr. 4.2 Síť potrubí.....	38
Obr. 4.3 Nastavení okrajových podmínek.....	39
Obr. 4.4 Získání výsledků oběžného kola.....	41

SEZNAM GRAFŮ

Graf 3.1 Lineární změna průtočné plochy	29
Graf 3.2 Lineární změna průtočné plochy rozšířeného oběžného kola.....	34
Graf 5.1 Q-Y křivka oběžného kola.....	44
Graf 5.2 Q-Y křivka rozšířené vstupní oblasti oběžného kola	45
Graf 5.3 Účinnost rozšířené vstupní oblasti oběžného kola.....	45
Graf 5.4 Q-Y křivka velkého vstupního úhlu lopatky oběžného kola	46
Graf 5.5 Účinnost velkého vstupního úhlu lopatky oběžného kola.....	47
Graf 5.6 Q-Y křivka oběžného kola s vložením 1 žebra	48
Graf 5.7 Q-Y křivka oběžného kola s vložením 2 žebér.....	49
Graf 5.8 Q-Y křivka oběžného kola s vložením šikmého žebra.....	50
Graf 5.9 Q-Y křivka rozšířené vstupní oblasti oběžného kola s vloženým žebrem.....	51
Graf 5.10 účinnost rozšířené vstupní oblasti oběžného kola s vloženým žebrem.....	51
Graf 6.1 Q-Y křivka všech modifikací.....	53
Graf 6.2 Účinnost všech modifikací oběžného kola.....	54

SEZNAM TABULEK

Tab. 5.1 Výsledky oběžného kola.....	43
Tab. 5.2 Výsledky rozšířené oblasti oběžného kola	44
Tab. 5.3 Výsledky po zvětšení vstupního úhlu oběžného kola.....	46
Tab. 5.4 Výsledky oběžného kola s vloženým žebrem	47
Tab. 5.5 Výsledky oběžného kola s vloženými 2 žebry	48
Tab. 5.6 Výsledky oběžného kola s vloženým šikmým žebrem	49
Tab. 5.7 Výsledky oběžného kola s rozšířenou vstupní oblastí a žebrem.....	50

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

CFD –Computational Fluid dynamics

OK – oběžné kolo

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

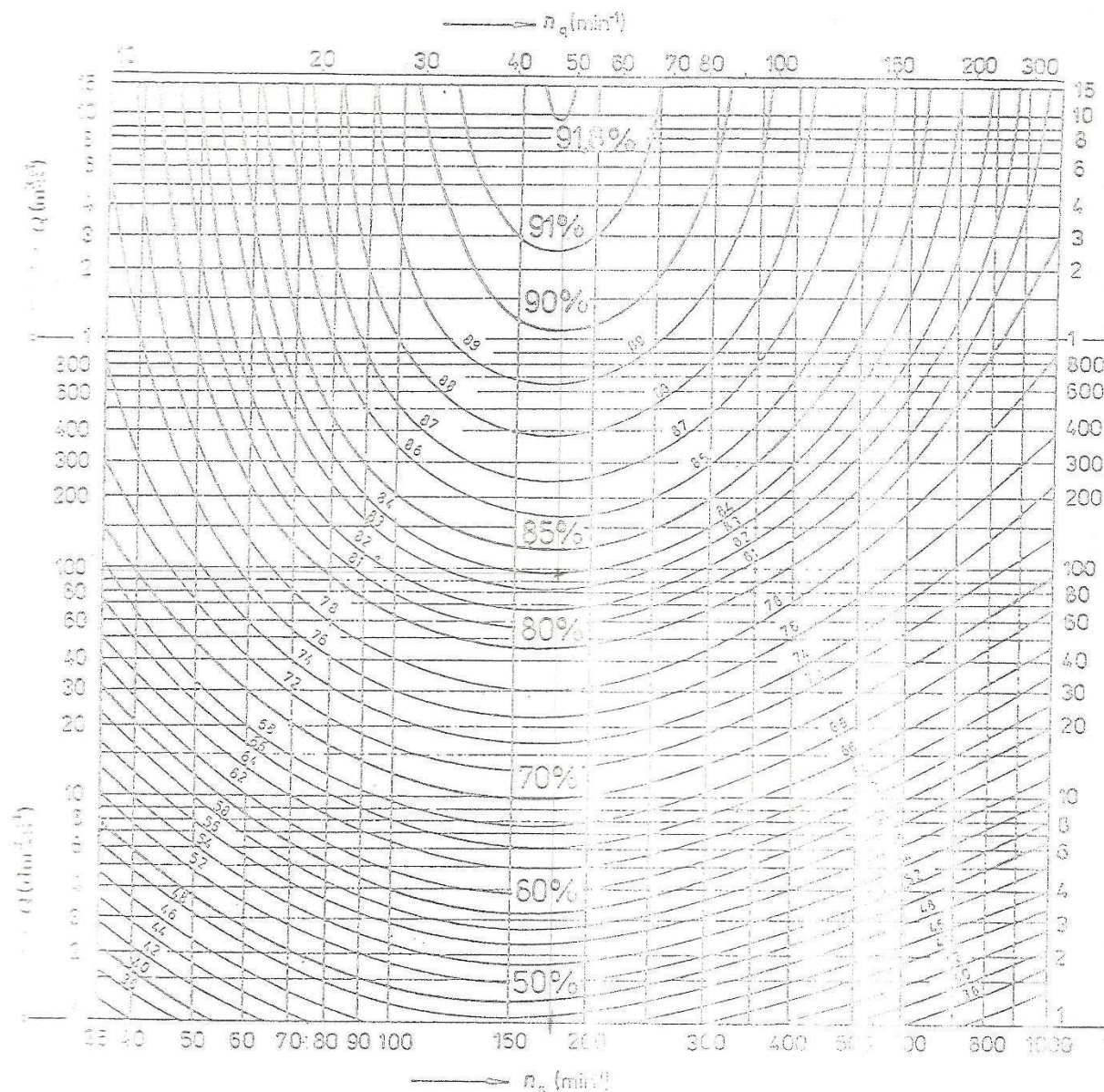
A_1	[-]	konstanta – koeficient přímky před OK
A_2	[-]	konstanta – koeficient přímky za OK
B_1	[-]	konstanta – směrnice přímky před OK
B_2	[-]	konstanta – směrnice přímky za OK
D_1	[m]	průměr vstupního potrubí
D_2	[m]	průměr výstupního potrubí
H	[m]	dopravní výška čerpadla
K_1	[-]	konstanta plochy před OK
K_2	[-]	konstanta plochy za OK
M_k	[N·m]	krouticí moment čerpadla
P	[W]	příkon čerpadla
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	průtok čerpadla
Q_{OPT}	[m ³ ·s ⁻¹]	optimální průtok čerpadla (návrhový bod čerpadla)
Y	[J·kg ⁻¹ =m ² ·s ⁻²]	měrná energie čerpadla
Y_{th}	[J·kg ⁻¹ =m ² ·s ⁻²]	teoretická měrná energie čerpadla pro konečný počet lopatek a ideální kapalinu
$Y_{th,z=\infty}$	[J·kg ⁻¹ =m ² ·s ⁻²]	teoretická měrná energie čerpadla pro nekonečný počet lopatek a ideální kapalinu
Y_{th1}	[J·kg ⁻¹ =m ² ·s ⁻²]	teoretická měrná energie čerpadla pro konečný počet lopatek a ideální kapalinu před OK
Y_{th2}	[J·kg ⁻¹ =m ² ·s ⁻²]	teoretická měrná energie čerpadla pro konečný počet lopatek a ideální kapalinu za OK
Y_{th2P}	[J·kg ⁻¹ =m ² ·s ⁻²]	teoretická měrná energie čerpadla pro konečný počet lopatek podle Pfleiderera za oběžným kolem
Y_{th2W}	[J·kg ⁻¹ =m ² ·s ⁻²]	teoretická měrná energie čerpadla pro konečný počet lopatek podle Waissera za oběžným kolem
b	[m]	šířka kanálu OK
c	[m/s]	absolutní rychlost kapaliny
c_m	[m/s]	meridiální rychlost kapaliny
c_{m1}	[m/s]	meridiální rychlost kapaliny před OK
c_{m2}	[m/s]	meridiální rychlost kapaliny za OK
c_u	[m/s]	obvodová složka absolutní rychlost kapaliny
c_{u1}	[m/s]	obvodová složka absolutní rychlost kapaliny před OK
$c_{u1\infty}$	[m/s]	obvodová složka absolutní rychlost kapaliny před OK pro nekonečný počet lopatek a id. kap.

c_{u2}	[m/s]	obvodová složka absolutní rychlost kapaliny za OK
$c_{u2\infty}$	[m/s]	obvodová složka absolutní rychlost kapaliny za OK pro nekonečný počet lopatek a id. kap.
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
k	[-]	statistická konstanta
n	[s ⁻¹]	otáčky čerpadla
n_s	[s ⁻¹]	specifické otáčky čerpadla
p	[-]	korekční faktor dle Pfleiderera
r	[m]	poloměr OK
u	[m/s]	unášivá rychlost kapaliny
u_1	[m/s]	unášivá rychlost kapaliny před OK
u_2	[m/s]	unášivá rychlost kapaliny za OK
v	[m/s]	relativní rychlost kapaliny
x	[m]	souřadnice ve vodorovném směru
y	[m]	souřadnice ve svislém směru
z	[m]	souřadnice ve 3. směru
z	[-]	počet lopatek
Δ	[m]	šířka lopatek
Δc_{u2}	[m/s]	rozdíl rychlosti pro nekonečný počet lopatek a konečný počet lopatek OK
Δp	[Pa]	tlaková difference před a za OK
β_1	[°]	vstupní úhel lopatky
β_2	[°]	výstupní úhel lopatky
γ	[°]	směrový úhel lopatky
η_h	[%]	hydraulická účinnost čerpadla
η_o	[%]	objemová účinnost čerpadla
η	[%]	účinnost čerpadla
η	[m]	konformní souřadnice
κ	[-]	korekční faktor dle Waissera
λ	[-]	koeficient pro radiální oběžná kola s rozvaděčem
ξ	[m]	konformní souřadnice
ρ	[kg/m ³]	hustota
σ	[m]	délka proudnice
Φ	[-]	rychlostní číslo
φ	[°]	úhel opásání
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Graf dosažitelné celkové účinnosti hydrodynamických čerpadel

Příloha 1 – dosažitelné celkové účinnosti hydrodynamických čerpadel [10]



Obr. 1.17 Dosažitelné celkové účinnosti hydrodynamických čerpadel, platí pro vodu $\nu = 1,13 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

at 1.23 a průtoku $Q < 0,65 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Pro větší průtoky než uvedeno v r. vřř. účinnost čerpadla může být nižší, viz obr. 1.88.

Čerpadlo sestává z vnitřních průsaků v těsnících spirálách člásků oběžného kroužku mezi křídly a mezistěnou sousedních článků vícestupňových čerpadel. K vnějšímu průsaku dochází v nepáve vystupující části křídla čerpadla, popř. v zařízení na vyrovnání tlaku na průsaku na rotoru čerpadla. Tlakový spád kapaliny, tedy i průsak v těsnění